

VYSOKÉ UČENÍ TECHICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# MODIFIKACE SLOUPOVÉHO HYDRAULICKÉHO LISU

MODIFICATION OF COLUMNED HYDRAULIC PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

LUKÁŠ POSPÍŠIL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Lukáš Pospíšil

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Modifikace sloupového hydraulického lisu**

v anglickém jazyce:

### **Modification of columned hydraulic press**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh konstrukčních úprav sloupového hydraulického lisu CUPJ 40 DEU se dvěma hydraulickými válci na lis CUPJ 63 DEU o jiných parametrech.

Základní technické parametry upraveného lisu:

- maximální lisovací síla: 630 kN
- zdvih: 300 mm
- rozevření 670 mm
- max. pracovní rychlost pohybu beranu dolů 20 mm/s
- max. rychlost návratu beranu 80 mm/s

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- zdůvodněnou koncepci navrženého řešení úpravy dolního a horního příčnicku a sloupů,
- základní pevnostní a deformační výpočty,
- další výpočty dle vedoucího BP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava upraveného zařízení
- podsestava a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

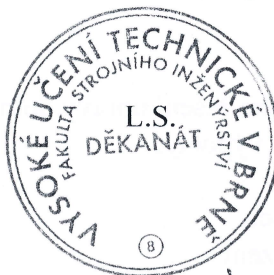
Seznam odborné literatury:

1. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
2. KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 11.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčními úpravami univerzálního sloupového hydraulického lisu. Jejím obsahem jsou odůvodněné konstrukční úpravy hlavních částí tohoto lisu včetně volby materiálů, výpočtů potřebných materiálových charakteristik a pevnostních a deformačních výpočtů a simulací. Práce obsahuje také kontrolní výpočet pohonu lisu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický lis, konstrukční úpravy, metoda konečných prvků, výpočet pohonu lisu

## ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on structural modifications of the universal columned hydraulic press. The thesis proposes justifiable structural modifications of fundamental parts of the press, including material choices, and necessary calculations and simulations of material strength and deformation characteristics. Calculated specifications of the unit that powers the press are also presented.

## KEYWORDS

Hydraulic press, structural modifications, finite element method, calculation of specifications of power unit



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

POSPÍŠIL, L. *Modifikace sloupového hydraulického lisu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 45 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Lukáš Pospíšil



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, připomínky a čas strávený při konzultacích. Nemenší dík patří také firmě HŠV stroje, a.s., jmenovitě pak především Ing. Markovi Šancovi, Ing. Janovi Šancovi a Ing. Viktorovi Handlovi za umožnění spolupráce, poskytnutí všech potřebných podkladů, rad a za čas strávený při konzultacích.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Princip hydraulických lisů .....	10
2 Základní rozdělení hydraulických lisů .....	11
2.1 Zdroj tlakové energie .....	11
2.2 Konstrukční provedení stojanu .....	12
2.2.1 Uzavřený „O“ stojan.....	12
2.2.2 Otevřený „C“ stojan .....	13
3 Základní technické parametry .....	14
3.1 Hlavní části a rozměry .....	14
3.2 Výkonové parametry.....	16
4 Základní parametry upravovaného lisu .....	17
5 Výpočet pohonu lisu.....	18
5.1 Parametry pohonu .....	18
5.2 Kontrola rychlosti proudění v potrubí.....	20
6 Konstrukční úpravy jednotlivých dílů .....	22
6.1 Sloupy .....	22
6.1.1 Volba materiálu a jeho charakteristiky .....	23
6.1.2 Předběžný výpočet sloupu .....	24
6.1.3 Kontrola užitím MKP .....	25
6.1.4 Kontrola závitů sloupu .....	26
6.2 Stůl .....	28
6.2.1 Volba materiálu a jeho charakteristiky .....	28
6.2.2 Konstrukční úpravy s užitím MKP .....	29
6.3 Příčník.....	32
6.3.1 Volba materiálu a jeho charakteristiky .....	33
6.3.2 Konstrukční úpravy s užitím MKP .....	33
6.4 Další části.....	37
7 Sestavení lisu .....	38
Závěr.....	39
Seznam použité literatury .....	40
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	41
Seznam příloh .....	45





## ÚVOD

Hydraulické lisy jsou nepostradatelným strojem v mnoha technických odvětvích, převážně však ve strojírenském průmyslu. Dle potřeb jsou vyráběny lisy speciální, i nejčastěji užívané lisy univerzální. Právě do této skupiny univerzálních hydraulických lisů spadá i lis, jehož konstrukcí se zabývá tato bakalářská práce.

Důvodem pro zvolení tématu týkajícího se hydraulických lisů byla mimoškolní spolupráce s firmou HŠV stroje, a.s., zabývající se výrobou hydraulických lisů a jednoúčelových strojů a snaha o získání praktického konstrukčního tématu. Po zvážení různých možných témat, která by mohla být ve spolupráci s touto firmou zrealizována, byla nakonec jako nejvhodnější vybrána modifikace sloupového hydraulického lisu, jejímž cílem bylo vytvoření nového typu lisu, který bude zaplňovat prázdnou pozici v nabízeném sortimentu lisů.

Tato modifikace spočívala v konstrukčních úpravách jednotlivých částí lisu a bylo při ní vycházeno z již stávajícího hydraulického lisu CUPJ 40 DEU. Tento lis poskytl základní modely jednotlivých částí nově vznikajícího lisu s označením CUPJ 63 DEU. Hlavní rozdíly mezi těmito lisy jsou v maximální lisovací síle (CUPJ 40 DEU – 400 kN, CUPJ 63 DEU – 630 kN) a v rozměrech pracovního prostoru.

Cílem úprav bylo dosažení požadovaných rozměrových parametrů stojanu lisu, přičemž bylo nutné zachovat dostatečnou pevnost a tuhost stojanu lisu při zachování co nejnížší hmotnosti. Zadaným kritériem stanovujícím dostatečnou tuhost stojanu bylo maximální celkové posunutí  $h = 0,7$  mm při maximálním zatížení silou  $F_{lis} = 630$  kN. Dosažení této hodnoty podmiňuje dostatečnou budoucí lisovací přesnost. Pro splnění pevnostního kritéria bylo nejdříve nutné stanovit maximální dovolené napětí v materiálu. Jelikož se jedná o průmyslově užívaný hydraulický lis, jeho části jsou namáhány vysokým počtem cyklů a je cílem dosáhnout stavu, kdy nedojde k únavovému porušení, je tímto maximálním dovoleným napětím mez únavy, která byla pro jednotlivé díly stanovena výpočtem a následně uvažována při samotných úpravách.

K pevnostním výpočtům a samotné konstrukci byl užít software Solid Edge, umožňující pevnostní simulace za pomoci metody konečných prvků, která by měla poskytnout lepší přehled o napětích v různých částech součástí, nežli pouze zjednodušený analytický přístup. Díky tomu byla možná lepší optimalizace tvaru součástí.

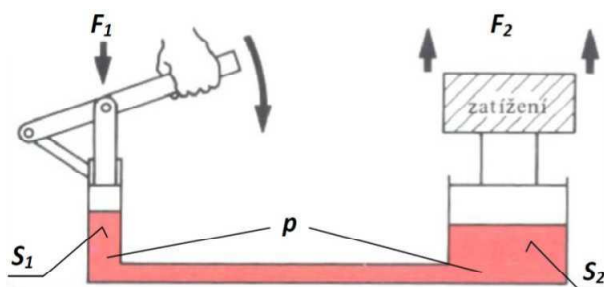
Obsahem práce je také výpočet pohonu lisu. Ten je v tomto případě však spíše kontrolní, protože při výrobě bude hydraulický agregát převzat z jiného typu lisu o stejné tonáži.

# 1 PRINCIP HYDRAULICKÝCH LISŮ

Hydraulické lisy jsou stroje pracující na základě Pascalova zákona o šíření tlaku kapalinou rovnoměrně všemi směry.

$$p = p_x = p_y = p_z$$

Budeme-li tedy uvažovat dvě navzájem propojené nádoby (hydraulické válce), z nichž v jedné vyvoláme tlak kapaliny  $p$  silou  $F_1$  na malý píst o ploše  $S_1$ , tedy  $p = \frac{F_1}{S_1}$ , potom (při zanedbání hydraulických ztrát a hydrostatického tlaku) ve druhé nádobě vyvoláme působením tohoto tlaku na větší píst o ploše  $S_2$  sílu  $F_2 = p \cdot S_2$ . Z těchto vztahů vyplývá, že výsledná síla  $F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1}$ .



Obr. 1.1 – Znázornění Pascalova zákona [13]

Při konstrukci hydraulických lisů je tohoto zákona využito k vyvození velkých lisovacích sil. Malou plochu  $S_1$  zde může představovat například plocha pístu hydrogenerátoru, na kterou působíme silou a vyvoláváme tak tlak v kapalině v uzavřeném hydraulickém obvodu. Tento tlak působí na větší plochu  $S_2$ , kterou může představovat plocha pístu lineárního hydromotoru a vyvine tak vyšší sílu danou poměrem  $S_2/S_1$  [1]. Díky tomuto principu je možné dosahovat u hydraulických lisů velmi vysokých lisovacích sil při zachování jednoduchosti mechanismu.



## 2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ HYDRAULICKÝCH LISŮ

Dílenské hydraulické lisy lze dělit podle mnoha hledisek, která jsou dána jejich určením. Můžeme je dělit například dle druhu tojany, zdroje tlakové energie, uložení hydromotoru, atd. V našem případě si vystačíme s rozdělením dle dvou hledisek:

### 2.1 ZDROJ TLAKOVÉ ENERGIE

- **Manuální pumpování**

Manuální pumpování je užíváno u menších dílenských hydraulických lisů. Zdrojem tlaku je zde nožní nebo ruční pumpa dodávající tlakové pulsy. Do hydraulického obvodu je zde zařazen jednosměrný ventil, který zabraňuje návratu kapaliny zpět do pumpy a umožňuje tím vysunování pístnice lineárního hydromotoru. Návrat pístnice bývá zajištěn vratnými pružinami a je umožněn po povolení zpětného ventilu.

- **Pneumaticko-hydraulické pumpování (pneumatický multiplikátor)**

Pneumaticko-hydraulické pumpování je založeno na principu multiplikátoru, což je zařízení zvyšující tlak. Zdrojem energie je zde stlačený vzduch, který nahrazuje manuální práci a umožňuje vyvolání vyšších lisovacích sil, přičemž bývá zachována i možnost manuálního pumpování. Multiplikátor je zařízení se dvěma písty rozdílných průměrů, navzájem spojenými pístní tyčí. Na píst s větší plochou zde působí stlačený vzduch a přenáší sílu na píst menší, který působí na olej a vyvozuje tak tlak, který je větší, než tlak stlačeného vzduchu na vstupu.

- **Vlastní hydraulický agregát**

Hydraulické lisy s vlastním hydraulickým agregátem bývají většinou vybaveny nádrží na hydraulickou kapalinu, filtrem pevných částic, hydraulickým rozvaděčem, pojistným ventilem, dalšími hydraulickými prvky dle potřeby a vlastním hydrogenerátorem. Ten je nejčastěji zubový a jeho pohonem je elektromotor.



Obr. 2.1 – Hydraulický agregát firmy Hydroma [10]



## 2.2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ STOJANU

Stojan hydraulického lisu je soustava jednotlivých částí rámu, které jsou navzájem spojeny a přenášejí lisovací síly. Je nutné, aby tyto stojany měly vysokou tuhost a pevnost a umožňovali tím přesnou polohu lisovacího přípravku při lisovacím úkonu. Konstrukční provedení stojanu je hlavním charakteristickým rysem hydraulického lisu.

### 2.2.1 UZAVŘENÝ „O“ STOJAN

Tyto stojany mohou být uzavřené nedělené nebo dělené sloupové konstrukce.

- **Uzavřené stojany nedělené**

Nedělené uzavřené stojany se skládají z příčnicku, stolu a stojin. Tyto stojany se většinou vyrábějí jako svařence a je možné je využít prakticky u všech druhů lisů. Nevýhodou zde však může být omezená velikost lisovaného polotovaru či dílu, která musí být menší, než je velikost průchodu lisu. Tyto rámy jsou méně robustní a mají složitější konstrukci, než stojany dělené. [8]



Obr. 2.2 – Hydraulický lis s uzavřeným neděleným stojanem firmy Hidroliksan [14]

- **Sloupové stojany dělené**

Sloupové dělené stojany se skládají ze stolu (spodního příčnicku), horního příčnicku a sloupů. Lisovací síla je zde přenášena na sloupky pomocí předepjatých matic. Kromě spojovací funkce zde sloupky plní i funkci vodicí, kdy vedou beran. Z tohoto důvodu je nutné, aby sloupky byly hladké a tvořili společně s beranem vhodnou kluznou dvojici. Toho lze docílit například užitím chromovaných sloupů a vhodných pouzder ve vodicích otvorech beranu.

U průměrů sloupů nad 800 mm bývají užívány sloupky duté [8]. Jejich počet bývá 2 nebo 4 a volí se podle velikosti a tuhosti lisu [2]. Příčnicky bývají svařované nebo odlívané, přičemž u velkých lisů mohou být i dělené a spojené kotvami [5].

Sloupové stojany mají nízkou hmotnost a umožňují dobrý přístup do pracovního prostoru.



*Obr. 2.3 – Hydraulický lis se sloupovým děleným stojanem firmy Hidroliksan [14]*

### 2.2.2 OTEVŘENÝ „C“ STOJAN

Otevřené stojany se skládají ze stolu a stojiny, které společně tvoří jeden celek [6]. Tyto stojany se vyrábějí jako odlitky nebo svařence, přičemž odlitky jsou výrobně méně hospodárné díky nutnosti větších technologických přídavek na opracování a nutnosti tvořit modely a formy. Naproti tomu nevýhodou svařenců je větší pnutí ve stojanu lisu způsobené svařováním, které se odstraňuje žíháním. Další nevýhodou svařenců jsou špatné třecí vlastnosti. Proto jsou na stojany připevňovány kluzné lišty z kalené otěruvzdorné oceli.

Otevřené stojany jsou užívány převážně u menších univerzálních lisů. Jejich výhodou je dobrá přístupnost ze tří stran, avšak tato vlastnost je na úkor tuhosti, která je u uzavřených stojanů při stejné hmotnosti vyšší [8].



*Obr. 2.4 – Hydraulický lis s otevřeným „C“ stojanem firmy Hidroliksan [14]*



### 3 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY

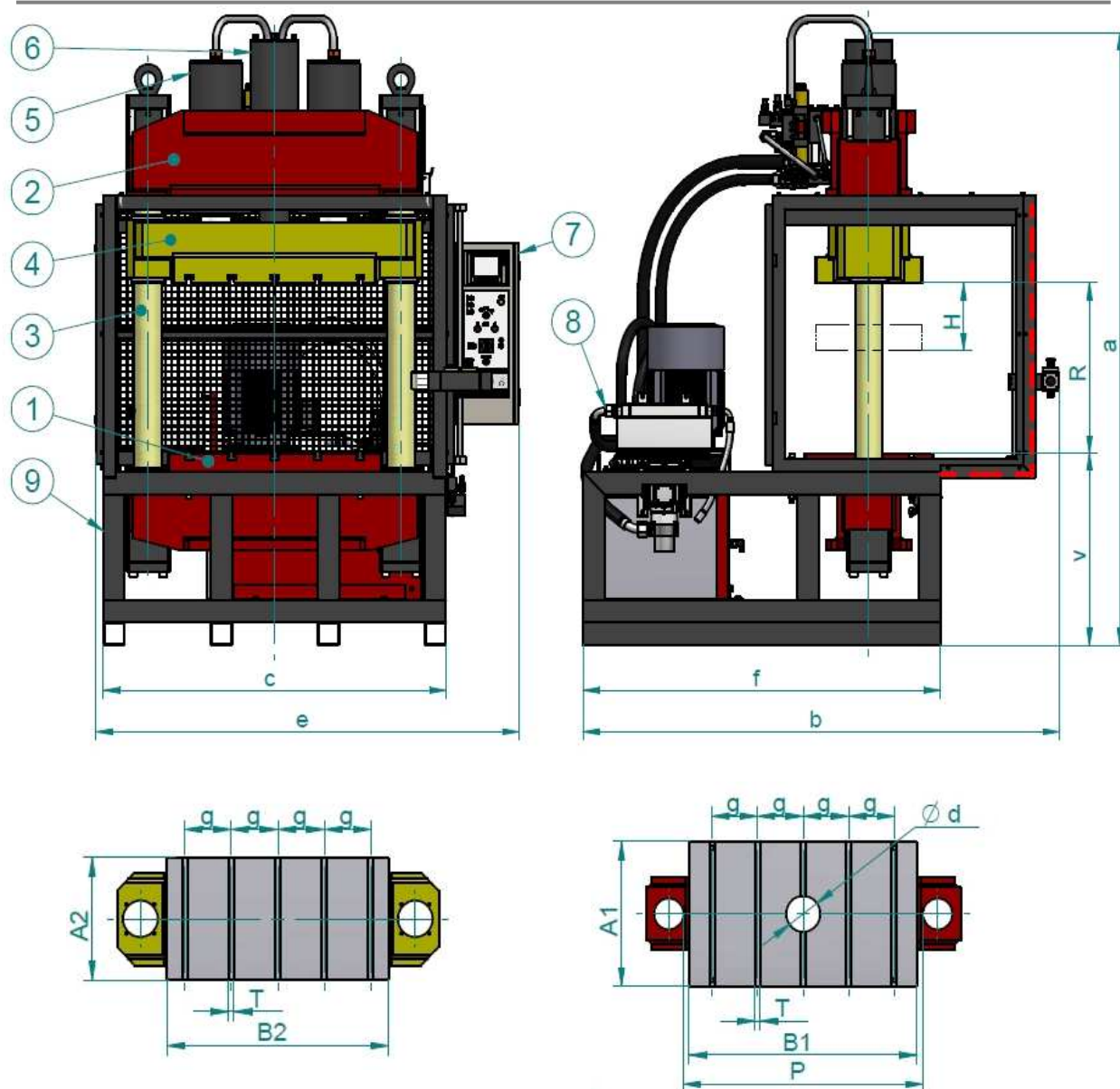
Základní technické parametry hydraulických lisů můžeme uvažovat dvojího typu a to rozměrové a výkonové. Mezi rozměrové parametry můžeme zařadit hlavní rozměry lisu, největší (nejmenší) otevření lisu, zdvih, průchod nebo rozteč sloupů. K výkonovým parametrům patří jmenovitá lisovací síla, zpětná síla a rychlosti pohybu beranu (lisovací, přibližovací, zpětná apod.) [3].

#### 3.1 HLAVNÍ ČÁSTI A ROZMĚRY

Části hydraulických lisů jsou odvislé od jejich typu, v tomto popisu se zaměříme na hydraulické lisy sloupové. Některé části jsou však společné pro všechny typy lisů.

- **Stůl – pozice 1**
  - slouží k připevnění pracovního nástroje pomocí T-drážek nebo jako pracovní plocha, uprostřed bývá propadový otvor
- **Příčník – pozice 2**
  - spojuje sloupy a tvoří nosnou část pro hydromotory a dorazovou plochu pro doraz beranu
- **Sloupy – pozice 3**
  - spojují spodní příčník (stůl) s horním příčníkem a přenášejí tahovou sílu
- **Beran – pozice 4**
  - slouží k připevnění horní části pracovního nástroje nebo jako pracovní plocha a koná pracovní pohyb, vzdálenost mezi jeho krajními polohami se nazývá zdvih
- **Přímočaré hydromotory – pozice 5**
  - na jejich pístnici je připevněn beran, vyvolávají pracovní sílu
- **Doraz beranu – pozice 6**
  - je to nastavitelný prvek, pomocí něhož lze přesně nastavit velikost zdvihu
- **Hydraulický agregát – pozice 7**
  - je to zdroj tlakové hydraulické energie, obsahuje různé hydraulické prvky, jako je filtr pevných částic, pojistný a regulační ventil, manometr apod.
- **Elektrické příslušenství – pozice 8**
  - zajišťuje ovládání a programování lisu, diagnostiku apod.
- **Podstavec – pozice 9**
  - je na něm umístěn vlastní stojan lisu, hydraulický agregát, bezpečnostní kryty apod. V mnoha případech se neužívá a stojan lisu sahá až k zemi, čímž může být například zvětšen pracovní prostor.





Obr. 3.1 – Rozměrový náčrtek sloupového hydraulického lisu firmy HŠV stroje [15]

R – **maximální rozevření** (maximální vzdálenost mezi upínacími plochami)

H – **zdvih beranu** (největší pracovní dráha beranu)

P – **průchod** (nejmenší vzdálenost mezi sloupy)

A1xB1 – **stůl** (pracovní rozměry stolu)

A2xB2 – **beran** (pracovní rozměry beranu)

a – **maximální výška lisu**

b – **maximální hloubka lisu**

c – **šířka podstavce**

d – **průměr propadu ve stole**

e – **maximální šířka lisu**

f – **hloubka podstavce**

v – **výška stolu** (vzdálenost spodní upínací plochy od podlahy)

T – **T-drážka** (šířka upínacích drážek)

g – **rozteč dráže**



### 3.2 VÝKONOVÉ PARAMETRY

- **Jmenovitá síla**
  - nazývá se podle způsobu vykonávaných prací, například lisovací, předlisovací, rovnací nebo ohýbací a je to největší dovolená síla, kterou může být lis zatěžován
- **Zpětná síla**
  - síla vracející výstupní člen hydraulického mechanismu (píst, plunžr) do původní polohy
- **Rychlosti**
  - mají název podle vykonávaných prací, či pohybů pracovních částí, například rychlost lisovací, vytlačovací, přibližovací, zpětná, kdy například rychlostí přibližovací se pohyblivá část nástroje přibližuje k pevné části nástroje nebo do pracovního prostou, obvykle nízkým tlakem [3]





## 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY UPRAVOVANÉHO LISU

Pro návrh hydraulického lisu je nutné znát některé základní parametry, od kterých se dále odvíjí konstrukce, volba dalších prvků apod. Mezi tyto hlavní parametry patří v první řadě maximální lisovací síla, zdvih beranu, velikost pracovního prostoru a rychlost pohybu beranu. Tyto parametry vychází z firemních požadavků a jsou voleny tak, aby zaplnily prázdnou pozici mezi ostatními nabízenými lisy. Další zde neuvedené parametry byly voleny podle již dříve nastoleného výrobního trendu.

### Základní požadavky na nový lis:

<b>Maximální lisovací síla:</b>	<b><math>F_{\text{lis}} = 630 \text{ kN}</math></b>
<b>Maximální tlak v hydraulickém obvodu:</b>	<b><math>p_{\text{max}} = 28 \text{ MPa}</math></b>
<b>Max. pracovní rychlost pohybu beranu dolů:</b>	<b><math>v_d = 20 \text{ mm/s}</math></b>
<b>Max. rychlost návratu beranu:</b>	<b><math>v_z = 80 \text{ mm/s}</math></b>
<b>Zdvih:</b>	<b><math>H = 300 \text{ mm}</math></b>
<b>Rozevření:</b>	<b><math>R = 670 \text{ mm}</math></b>

Při předběžném návrhu bylo užito firemních zkušeností s lisy stejné tonáže. Z těchto zkušeností vychází například volba přímočarých hydromotorů.

Užity dva přímočaré hydromotory firmy Hydraulics o parametrech [15]:

<b>Potřebná síla jednoho hydromotoru:</b>	<b><math>F_{\text{lis}/2} = 315 \text{ kN}</math></b>
<b>Maximální pracovní tlak:</b>	<b><math>p_{\text{Mmax}} = 30 \text{ MPa}</math></b>
<b>Zkušební tlak:</b>	<b><math>p_{\text{zk}} = 34 \text{ MPa}</math></b>
<b>Průměr pístu hydromotoru:</b>	<b><math>d_1 = 125 \text{ mm}</math></b>
<b>Průměr pístní tyče:</b>	<b><math>d_2 = 90 \text{ mm}</math></b>



## 5 VÝPOČET POHONU LISU

Pro správnou funkci a splnění všech zadaných parametrů hydraulického lisu je zapotřebí správný návrh hydraulického pohonu. Je třeba si uvědomit, že hydraulický okruh má hydraulické potrubí, spoustu řídicích, spojovacích a bezpečnostních prvků, jako jsou například šroubení, rozvaděče apod. a všechny tyto prvky způsobují odpor a ztráty v hydraulickém okruhu. Proto je důležité s těmito hodnotami počítat a s ohledem na ně zvolit samotný hydraulický agregát.

V hydraulickém okruhu tohoto lisu je však několik prvků s neznámým hydraulickým odporem, což znemožňuje přesný výpočet bez patřičných měření. Proto bude dle požadavků firmy pro tento lis zvolen obdobný hydraulický agregát, jako je u lisů stejné tonáže jiných modelových řad a to z důvodu jeho osvědčenosti a z důvodu snadnějšího servisu při užití společných prvků s ostatními lisy.

Pro kontrolu však bude uveden přibližný zjednodušený výpočet hydraulického agregátu, kde budeme s ohledem na počet prvků, třecí ztráty v hydromotoru a délku potrubí uvažovat účinnost hydraulického okruhu  $\eta = 90 \%$ .

### 5.1 PARAMETRY POHONU

**Tlak potřebný pro vyvození síly  $F_{lis/2} = 315 \text{ kN}$**

$$S_l = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot (125 \text{ mm})^2}{4} = 12272 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

$$S_{vr} = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} = \frac{\pi \cdot [(125 \text{ mm})^2 - (90 \text{ mm})^2]}{4} = 5910 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F_{lis/2}}{S_l} = \frac{315000 \text{ N}}{12272 \text{ mm}^2} = 25,67 \text{ MPa} \quad (2)$$

Tlak v hydromotoru při uvážení 90 % účinnosti:

$$p_{HM} = \eta \cdot p_{max} = 0,9 \cdot 28 \text{ MPa} = 25,2 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_l$  [mm<sup>2</sup>] - plocha pístu pro lisovací pohyb

$S_{vr}$  [mm<sup>2</sup>] - plocha pístu pro vratný pohyb

$p$  [MPa] - tlak v přímočarém hydromotoru potřebný pro vyvození max. lisovací síly

Z výpočtů je patrné, že tlak v hydromotoru  $p_{HM}$  uvažovaný při 90% účinnosti je o 0,47 MPa nižší, než tlak potřebný pro vyvození maximální lisovací síly. Tento nižší tlak by v důsledku vyvolal lisovací sílu nižší přibližně o 5,7 kN na každém hydromotoru. Jelikož však uvažovaná účinnost 90 % je stanovena pouze odhadem a k dosažení požadovaného tlaku by stačilo navýšení této teoretické účinnosti na 92 %, budeme tuto hodnotu tlaku považovat za dostatečnou. Tento zvolený hydromotor tedy vyhovuje.

**Potřebný celkový průtok pro  $v_d = 20 \text{ mm/s}$  (dva hydromotory)**

$$Q_{vd} = 2 \cdot v_d \cdot S_l = 2 \cdot 20 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 12272 \text{ mm}^2 = 490880 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

$$Q_{vd} = 29,453 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$



**Potřebný celkový průtok pro  $v_z = 80 \text{ mm/s}$  (dva hydromotory)**

$$Q_{vz} = 2 \cdot v_z \cdot S_{vr} = 2 \cdot 80 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 5910 \text{ mm}^2 = 945600 \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{vz} = 56,736 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

**Potřebný geometrický objem HG pro  $v_d = 20 \text{ mm/s}$**

$$V_{oHGd} = \frac{Q_{vd}}{n_e \cdot \eta_v} = \frac{29,453 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}{1460 \text{ min}^{-1} \cdot 0,97} = 20,797 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3 \quad (4)$$

$$V_{oHGd} = 20,797 \text{ cm}^3$$

**Potřebný geometrický objem HG pro  $v_z = 80 \text{ mm/s}$**

$$V_{oHGz} = \frac{Q_{vz}}{n_{HG} \cdot \eta_v} = \frac{56,736 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}{1460 \text{ min}^{-1} \cdot 0,97} = 40,062 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3$$

$$V_{oHGz} = 40,062 \text{ cm}^3$$

Kde:

$n_{HG}$  [1/min] - otáčky hydrogenerátoru [15]

$\eta_v$  [-] - objemová účinnost hydrogenerátoru [15]

**Výkon HG pro  $v_d = 20 \text{ mm/s}$**

$$P_d = Q_{vd} \cdot p_{max} = 490880 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 28 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 13745 \text{ W} \quad (5)$$

$$P_d = 13,745 \text{ kW}$$

**Výkon HG pro  $v_z = 80 \text{ mm/s}$**

$$P_z = Q_{vz} \cdot p_{vr} = 945600 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot 10 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 9457 \text{ W}$$

$$P_z = 9,457 \text{ kW}$$

**Potřebný příkon elektromotoru**

$$P_p = \frac{P_d}{\eta_m} = \frac{13,745 \text{ kW}}{0,88} = 15,619 \text{ kW} \quad (6)$$

Kde:

$P_d$  [kW] - výkon HG pro  $v_d = 20 \text{ mm/s}$

$P_z$  [kW] - výkon HG pro  $v_z = 80 \text{ mm/s}$

$p_{vr}$  [MPa] - vratný tlak v hydraulickém okruhu [15]

$\eta_m$  [-] - mechanická účinnost hydrogenerátoru [15]



Reálný převzatý hydraulický pohon tvoří tři hydrogenerátory Casappa KP 20 s různým průtokem, poháněné jedním elektromotorem Siemens 1LA7 133-4AA61 o výkonu 8.6 kW a otáčkách 1460 1/min [12]. Tento výkon elektromotoru je oproti vypočtenému příkonu zhruba poloviční, avšak je počítáno s tím, že při maximální rychlosti působí maximální zatížení při lisování pouze krátký čas a je tedy možné elektromotor krátkodobě přetížít. Potřeba různého průtoku je potom řešena kombinováním těchto hydrogenerátorů, čímž je docíleno možnosti volit mezi třemi rychlostními stupni rychloposuvu a pracovního i vratného posuvu. Pro pracovní posuv s rychlostí  $v_d = 20$  mm/s jsou zapojeny dva hydrogenerátory s průtokem  $Q_1 = 11,8$  dm<sup>3</sup>/min a  $Q_2 = 20,4$  dm<sup>3</sup>/min. Celkový průtok je potom  $Q_{cd} = 32,2$  dm<sup>3</sup>/min, což je hodnota o přibližně 1,75 dm<sup>3</sup>/min vyšší, než je průtok  $Q_{vd}$ , potřebný pro stanovenou rychlost lisovacího posuvu. Reálná rychlost lisovacího posuvu bude potom:

$$v_{rd} = \frac{Q_{cd}}{2 \cdot S_l} = \frac{\frac{32,2 \cdot 10^6}{60} \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{2 \cdot 12272 \text{ mm}^2} = 21,87 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7)$$

Při vratném pohybu a požadované rychlosti  $v_z = 80$  mm/s je k těmto dvěma hydrogenerátorům připojen i třetí hydrogenerátor s průtokem  $Q_3 = 29,5$  dm<sup>3</sup>/min. Celkový průtok je potom  $Q_{cz} = 61,7$  dm<sup>3</sup>/min, což je hodnota o přibližně 4,96 dm<sup>3</sup>/min vyšší, než je průtok  $Q_{vz}$ , potřebný pro stanovenou rychlost vratného posuvu. Reálná rychlost vratného posuvu bude potom:

$$v_{rz} = \frac{Q_{cz}}{2 \cdot S_l} = \frac{\frac{61,7 \cdot 10^6}{60} \text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{2 \cdot 5910 \text{ mm}^2} = 87 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tyto rychlosti jsou sice vyšší, avšak jejich hodnoty jsou akceptovány, protože pohon je sestaven z nakupovaných součástí a není proto vždy možné jednoduchým způsobem docílit přesně požadovaných hodnot. V tomto případě je rozdíl zanedbatelný.

## 5.2 KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V POTRUBÍ

Jelikož v hydraulickém obvodu jsou užity různé průměry spojovacích potrubí pro různé průtoky, bude provedena kontrola rychlosti proudění v nich.

### Potrubí od hydrogenerátoru 1

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_1} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = \frac{\frac{11,8 \cdot 10^{-3}}{60} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot (0,009 \text{ m})^2}{4}} = 3,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8)$$

### Potrubí od hydrogenerátoru 2

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{Q_2}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{\frac{20,4 \cdot 10^{-3}}{60} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot (0,011 \text{ m})^2}{4}} = 3,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Potrubí od hydrogenerátoru 3**

$$v_3 = \frac{Q_3}{S_3} = \frac{Q_3}{\frac{\pi \cdot D_3^2}{4}} \frac{\frac{29,5 \cdot 10^{-3}}{60} m^3 \cdot s^{-1}}{\frac{\pi \cdot (0,014 m)^2}{4}} = 3,2 m \cdot s^{-1}$$

**Potrubí k hydromotorům**

$$v_4 = \frac{Q_{cz}}{S_4} = \frac{Q_{cz}}{\frac{\pi \cdot D_4^2}{4}} \frac{\frac{61,7 \cdot 10^{-3}}{60} m^3 \cdot s^{-1}}{\frac{\pi \cdot (0,02 m)^2}{4}} = 3,3 m \cdot s^{-1}$$

Kde:

$v_1$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG1
$v_2$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG2
$v_3$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG3
$v_4$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí k HM
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG1
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG2
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG3
$S_4$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí k HM
$D_1$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG1
$D_2$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG2
$D_3$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG3
$D_4$	[mm]	vnitřní průměr potrubí k HM

Z vypočtených rychlostí vyplývá, že potrubí je rozměrově dostatečně dimenzováno, protože při takto malých rychlostech by nemělo dojít k turbulentnímu proudění a velkým ztrátám.



## 6 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ

Jak již bylo řečeno v úvodu, při konstrukčních úpravách jednotlivých částí lisu bylo vycházeno z již stávajícího hydraulického lisu CUPJ 40 DEU který poskytl základní modely jednotlivých částí nově vznikajícího lisu CUPJ 63 DEU.

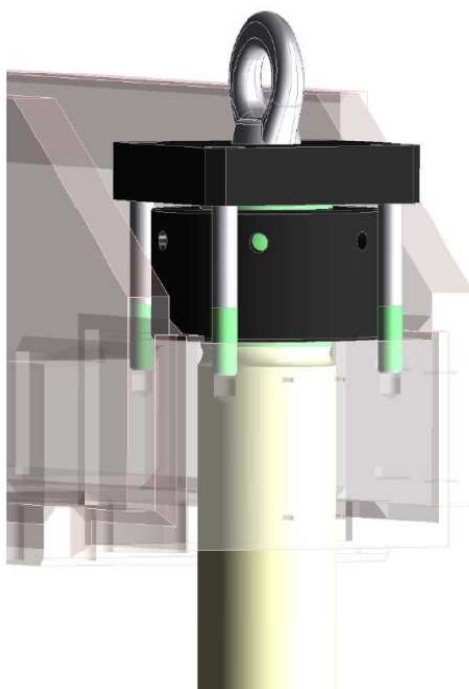
Cílem úprav bylo dosažení požadovaných rozměrových parametrů stojanu lisu, přičemž bylo nutné zachovat dostatečnou pevnost a tuhost stojanu lisu při zachování co nejnížší hmotnosti. Zadaným kritériem stanovujícím dostatečnou tuhost stojanu bylo maximální celkové posunutí  $h = 0,7$  mm při maximálním zatížení silou  $F_{lis} = 630$  kN. Dosažení této hodnoty podmiňuje dostatečnou budoucí lisovací přesnost. Pro splnění pevnostního kritéria bylo nejdříve nutné stanovit maximální dovolené napětí v materiálu. Jelikož se jedná o průmyslově užívaný hydraulický lis, jeho části jsou namáhány vysokým počtem cyklů a je cílem dosáhnout stavu, kdy nedojde k únavovému porušení, je tímto maximálním dovoleným napětím mez únavy, která byla pro jednotlivé díly stanovena výpočtem a následně uvažována při samotných úpravách.

K pevnostním výpočtům a samotné konstrukci byl užit software Solid Edge, umožňující pevnostní simulace za pomoci metody konečných prvků, která by měla poskytnout lepší přehled o napětích v různých částech součástí, nežli pouze zjednodušený analytický přístup. Díky tomu byla možná lepší optimalizace tvaru součástí.

### 6.1 SLOUPY

Prvními upravovanými díly byly sloupy a to z toho důvodu, že od jejich rozměrů se dále odvíjí konstrukce dalších souvisejících dílů (stůl, příčník, beran).

Sloupy jsou vyrobeny z ocelové tyče a na koncích jsou zakončeny vnějším závitem. Na tomto závitu jsou našroubovány ocelové matice, které na sloupy přenášejí tahovou sílu vyvolanou lisováním. Nosná funkce sloupů je zajištěna pomocí přírub přišroubovaných šrouby k příčníku, respektive stolu. Tyto příruby současně vyvolávají předpětí matic a jsou na nich umístěna manipulační oka.



*Obr. 6.1 – Konstrukční řešení sestavy sloupu lisu CUPJ 63*



### 6.1.1 VOLBA MATERIÁLU A JEHO CHARAKTERISTIKY

Jako polotovár pro výrobu sloupů byla zvolena chromovaná pístní tyč z oceli 20MnV6 dle ČSN EN 10027-1 (13 220 dle ČSN 42 0002) od firmy Hydraulics [9], která splňuje všechny požadavky kladené na sloup lisu a má vyšší průtažnost a zlepšenou svařitelnost a obrobiteľnost.

#### Materiálové charakteristiky oceli 20MnV6:

$$R_m = 600 - 750 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = \min 390 \text{ MPa}$$

$$A = \min 17 \%$$

Kde:

$R_m$  [MPa] - mez pevnosti

$R_{p0,2}$  [MPa] - smluvní dolní mez kluzu

$A$  [%] - průtažnost

Z důvodu cyklického namáhání sloupů tahem (tlak způsobený nosnou funkcí sloupů díky velkému nepoměru k tahové síle zanedbáme) je nutné určit přibližnou mez únavy.

#### Mez únavy v tahu-tlaku [7]

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 600 \text{ MPa} = 302 \text{ MPa}$$

$$k_a = a R_m^b = 4,51 \cdot 600^{-0,265} = 0,828$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,85$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,897$$

$$k_f = 1$$

$$\sigma'_C = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (9)$$

$$\sigma'_C = 302 \text{ MPa} \cdot 0,828 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1 = 191 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma_{Co}$  [MPa] mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace

$\sigma'_C$  [MPa] korigovaná mez únavy v tahu-tlaku v kritickém místě součásti

$k_a$  [-] součinitel vlivu jakosti povrchu (pro obrábění)

$k_b$  [-] součinitel vlivu velikosti tělesa (pro tah-tlak)

$k_c$  [-] součinitel vlivu způsobu zatěžování (pro tah-tlak)

$k_d$  [-] součinitel vlivu teploty (pro 20°C)

$k_e$  [-] součinitel spolehlivosti (pro spolehlivost 90%)

$k_f$  [-] součinitel zahrnující další vlivy

$a$  [-] součinitel pro povrch dokončený obráběním a tažením za studena

$b$  [-] exponent pro povrch dokončený obráběním a tažením za studena



### 6.1.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET SLOUPU

Vstupními informacemi při úpravách byly zatížení tahovou silou  $F_{sl} = 315 \text{ kN}$ , která je poloviční maximální lisovací silou  $F_{lis}$  (zatížení jednoho sloupu), předběžně zvolená délka sloupu  $l_{př} = 1390 \text{ mm}$  vycházející z rozměrové podobnosti s lisem menší tonáže a přibližně zvolené maximální protažení sloupu  $u_{Fslpř} = 0,35 \text{ mm}$ .

Na základě těchto hodnot byl proveden přibližný výpočet průměru sloupu.

$$\begin{aligned} F_{sl} &= 315 \text{ kN} \\ l_{př} &= 1390 \text{ mm} \\ u_{Fslpř} &= 0,35 \text{ mm} \\ E &= 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$u_{Fslpř} = \frac{F_{sl} \cdot l_{př}}{E \cdot S_{př}}$$

$$d_{př} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{sl} \cdot l_{př}}{\pi \cdot E \cdot u_{Fslpř}}} \quad (10)$$

$$d_{př} = \sqrt{\frac{4 \cdot 315000 \text{ N} \cdot 1390 \text{ mm}}{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,35 \text{ mm}}} = 87,1 \text{ mm}$$

Kde:

$$\begin{aligned} E & \quad [\text{MPa}] - \text{modul pružnosti v tahu} \\ S_{př} & \quad [\text{mm}^2] - \text{předběžný průřez sloupu} \\ d_{př} & \quad [\text{mm}] - \text{předběžný průměr sloupu} \end{aligned}$$

Výpočtem byl zjištěn odpovídající průměr sloupu  $d_{př} = 87,1 \text{ mm}$ , z konstrukčních důvodů (volba vodicích pouzder, stíracích kroužků, polotovaru sloupu atd.) byl však konečný průměr sloupu zvolen  $d_{sl} = 90 \text{ mm}$ . Výsledné protažení sloupu s tímto průměrem bylo zjištěno následujícím výpočtem.

$$u_{Fsl} = \frac{F_{sl} \cdot l_{př}}{E \cdot S_{sl}} = \frac{F_{sl} \cdot l_{př}}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_{sl}^2}{4}} \quad (11)$$

$$u_{Fsl} = \frac{315000 \text{ N} \cdot 1390 \text{ mm}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot (90 \text{ mm})^2}{4}} = 0,328 \text{ mm}$$

Kde:

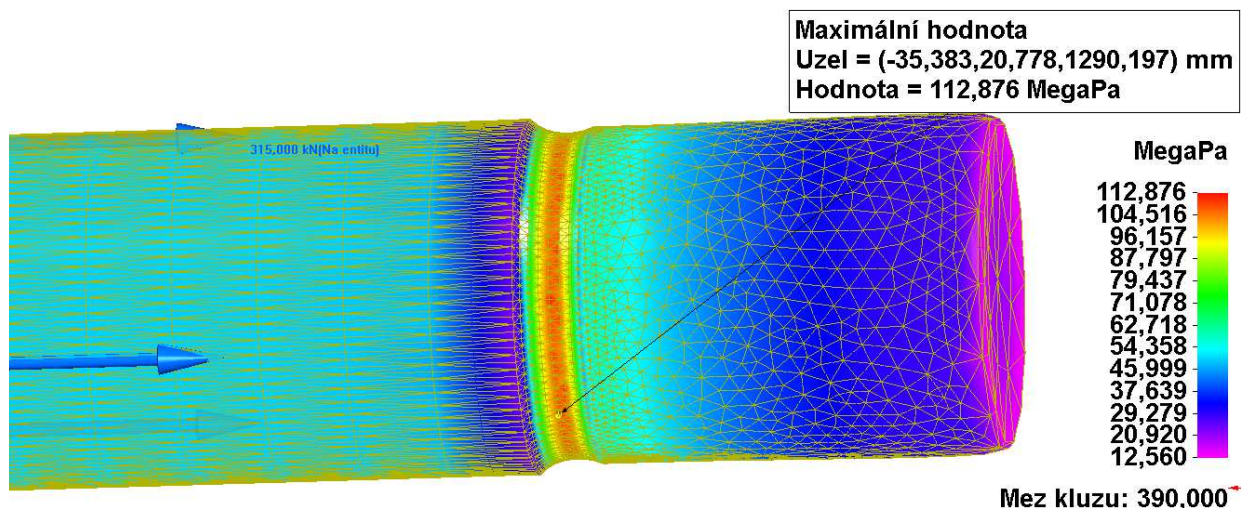
$$\begin{aligned} d_{sl} & \quad [\text{mm}] - \text{průměr sloupu} \\ u_{Fsl} & \quad [\text{mm}] - \text{vypočtené protažení sloupu} \end{aligned}$$





### 6.1.3 KONTROLA UŽITÍM MKP

V případě těchto tvarově jednoduchých sloupů nebylo nutné užívat metodu konečných prvků, což je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací a dalších inženýrských problémů na vytvořeném fyzikálním modelu, jelikož by bylo možné si vystačit pouze s analytickými výpočty. Pro zjištění napětí v celém sloupu včetně kritických míst, což jsou v tomto případě zápichy u závitů a pro zjištění protažení byla však tato metoda užita.



Obr. 6.2 – Průběh napětí ve sloupu lisu CUPJ 63

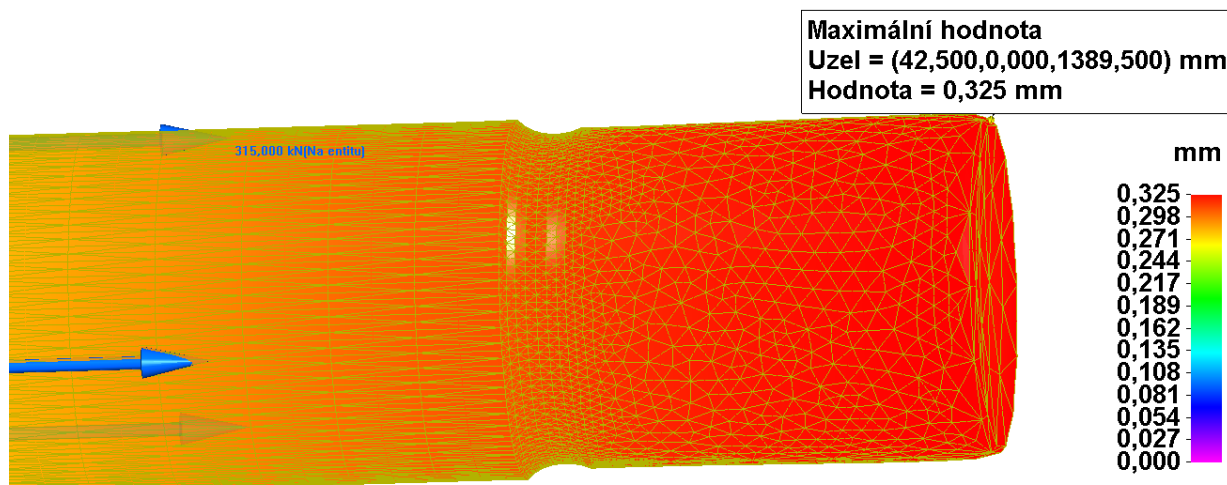
Z obrázku je patrné, že maximální napětí je skutečně v místě zápichu. Dle zobrazené značky maximálního napětí činí tato hodnota 112,876 MPa. Ve skutečnosti však tato hodnota bude pouze přibližná, jelikož výpočet napětí je do jisté míry ovlivněn způsobem zadání zatížení, omezujících vazeb a zvolenou velikostí prvků výpočtové sítě. Proto bylo cílem zadat tyto vazby způsobem odpovídajícím co nejvíce realitě a získat tak věrohodné výsledky. Pro vyšší výpočtovou přesnost byla v kritickém vrubu zadána vyšší hustota sítě, jak je patrné z obrázku.

Díky předběžnému výpočtu průměru sloupu a jeho jednoduchosti nebylo nutné výraznější tvarové experimentování a sloup vyhovoval pevnostním požadavkům již při prvních simulacích.

Budeme-li tedy uvažovat jako maximální napětí ve sloupu  $\sigma_{sl_{max}} = 113 \text{ MPa}$  a jako mez únavy  $\sigma'_c = 191 \text{ MPa}$  vypočtenou v kapitole 6.1.1, pak bezpečnost vůči únavovému porušení sloupu bude:

$$k_{ust} = \frac{\sigma'_c}{\sigma_{sl_{max}}} = \frac{191 \text{ MPa}}{113 \text{ MPa}} = 1,7 \quad (12)$$

Tato bezpečnost se jeví jako dostatečná a značí, že přísnějším kritériem pro návrh sloupu je jeho maximální dovolené posunutí, jak bylo uvažováno při předběžném výpočtu.



Obr. 6.3 – Zobrazení maximálního posunutí sloupu lisu CUPJ 63

Maximální hodnota posunutí sloupu  $u_{FslMKP}$  zjištěná pomocí MKP činí 0,325 mm. Hodnota posunutí zjištěná analytickým výpočtem (11)  $u_{Fsl} = 0,328 \text{ mm}$ . Po porovnání těchto dvou hodnot můžeme konstatovat, že výsledek analytického výpočtu je téměř shodný s výpočtem MKP, tudíž se dá předpokládat věrohodnost těchto výsledků.

#### 6.1.4 KONTROLA ZÁVITŮ SLOUPU

Jak již bylo zmíněno, lisovací síla je na sloupy přenášena přes matice a závity. Proto bylo vhodné provést kontrolu těchto závitů na otlacení a mezní stav pružnosti.

##### Rozměry závitu M85x2

$$h_m = 80 \text{ mm}$$

$$d = 85 \text{ mm}$$

$$P = 2 \text{ mm}$$

Výpočet chybějících rozměrů [7]:

$$H = 0,5\sqrt{3} \cdot P = 0,5\sqrt{3} \cdot 2 \text{ mm} = \sqrt{3} \text{ mm} \quad (13)$$

$$n_z = \frac{h_m}{P} = \frac{80 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 40 \quad (14)$$

$$d_2 = d - \frac{3}{4}H = 85 \text{ mm} - \frac{3}{4} \cdot \sqrt{3} = 83,701 \text{ mm} \quad (15)$$

$$d_3 = d - \frac{17}{12}H = 85 \text{ mm} - \frac{17}{12} \cdot \sqrt{3} = 82,546 \text{ mm} \quad (16)$$

$$D_1 = d - \frac{10}{8}H = 85 \text{ mm} - \frac{10}{8} \cdot \sqrt{3} = 82,835 \text{ mm} \quad (17)$$



### Bezpečnost vůči MSP – spoj s předpětím zatížený míjivě [11]

$$A_{ssl} = \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (18)$$

$$A_{ssl} = \left( \frac{83,701 \text{ mm} + 82,546 \text{ mm}}{2} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 5426,7 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{tsl} = \frac{F_{sl}}{A_{ssl}} = \frac{53000 \text{ N}}{5426,7 \text{ mm}^2} = 58 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$k_{ksl} = \frac{0,2R_{p0,2}}{\sigma_{tsl}} = \frac{0,2 \cdot 390 \text{ MPa}}{58 \text{ MPa}} = 1,34 \quad (20)$$

Kde:

$h_m$	[mm]	- výška matice sloupu
$d$	[mm]	- velký průměr vnějšího závitu
$P$	[mm]	- rozteč závitu
$H$	[mm]	- výška základního trojúhelníku metrického závitu
$d_2$	[mm]	- střední průměr vnějšího závitu
$d_3$	[mm]	- malý průměr vnějšího závitu
$D_1$	[mm]	- malý průměr závitu matice
$n_z$	[-]	- počet činných závitů sloupu
$A_{ssl}$	[mm <sup>2</sup> ]	- výpočtový průřez jádra šroubu (sloupu)
$\sigma_{tsl}$	[MPa]	- tlak v závitech šroubu (sloupu)
$k_{ksl}$	[-]	- bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti závitu šroubu (sloupu)

Při výpočtu bezpečnosti závitu vůči MSP byl užit vztah (20), zahrnující vliv spoje s předpětím zatíženého míjivě. V tomto vztahu figuruje korekční součinitel 0,1 – 0,3, jehož hodnota pro výpočet byla zvolena 0,2. Bezpečnost s tímto součinitelem vyšla  $k_{ksl} = 1,34$ , což není hodnota velká, avšak vzhledem k tomu, že předpětí ve sloupu není nikterak velké, lze tuto bezpečnost považovat za dostatečnou.

### Bezpečnost vůči otlačení závitů

Při výpočtu bezpečnosti závitu vůči otlačení bylo nutné získat hodnotu maximálního dovoleného tlaku. Jelikož však materiál sloupů není materiálem běžně užívaným pro výrobu šroubů, nebylo možné získat přesnou tabulkovou hodnotu. Jako vhodné řešení tohoto problému se jevil nalezení pevnostní třídy šroubů s podobnými materiálovými charakteristikami, jako má materiál sloupů a užit do výpočtu jeho dovolený tlak v závitu. S ohledem na to, že tabulkové hodnoty jsou pro válcované závity a náš závit je obráběný, byla po porovnání zvolena nižší pevnostní třída 4.8 s dovoleným tlakem v závitu šroubu pro ocelovou matici  $p_{D4.8} = 75 \text{ MPa}$  [7].

$$p_{sl} = \frac{F_{sl}}{n_{zsl} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{315000 \text{ N}}{40 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((85 \text{ mm})^2 - (82,835 \text{ mm})^2)} \quad (21)$$

$$p_{sl} = 24,4 \text{ MPa}$$

$$k_{otlsl} = \frac{p_{D4.8}}{p_{sl}} = \frac{75 \text{ MPa}}{24,4 \text{ MPa}} = 3,1 \quad (22)$$



Kde:

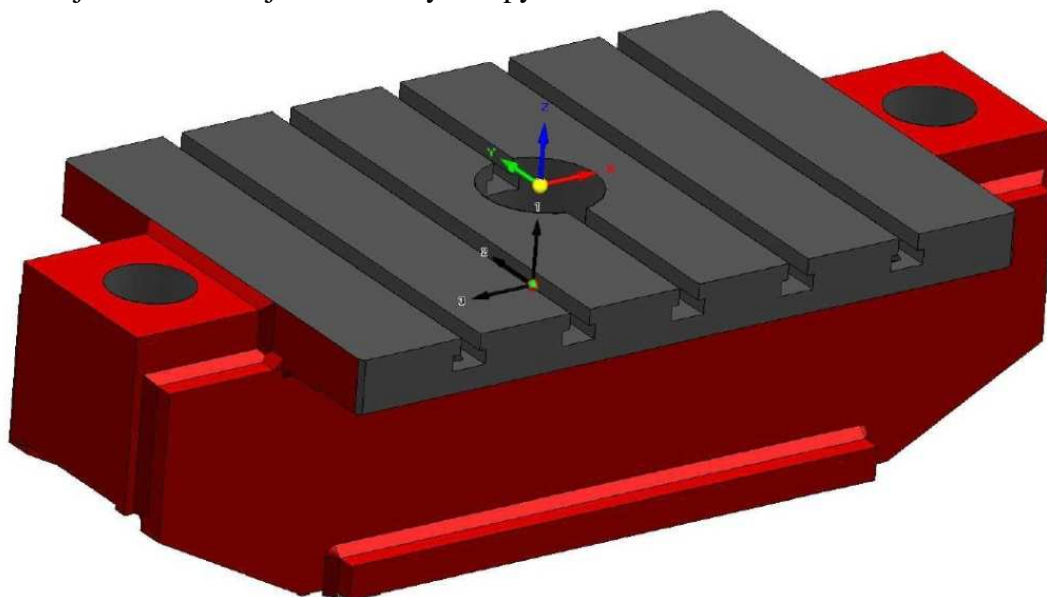
$p_{sl}$  [MPa] - tlak v závitech sloupu

$k_{otlsl}$  [-] - bezpečnost vůči otlacení závitů sloupu

Kontrolou bylo zjištěno, že takto upravený sloup vyhovuje ve všech ohledech, je tedy možné pokračovat s úpravami dalších dílů.

## 6.2 STŮL

Dalším upravovaným dílem byl stůl. Stůl je svařek sestavený z plechových výpalků různé tloušťky. V jeho horní části je pracovní deska s T - drážkami, sloužícími pro připevnění případných lisovacích přípravků a ve středu desky je otvor sloužící jako propad při děrování apod. V krajních otvorech jsou zasunuty sloupy.



Obr. 6.2 – Stůl lisu CUPJ 63

### 6.2.1 VOLBA MATERIÁLU A JEHO CHARAKTERISTIKY

Materiálem pro výrobu stolu je konstrukční ocel s označením S355J0 dle ČSN EN 10027-1 (11 523 dle ČSN 42 002) [7], která je vhodná pro svařované konstrukce a součásti strojů.

#### Materiálové charakteristiky oceli S355J0:

$R_m = 490 - 630$  MPa (pro další výpočet voleno  $R_m = 490$  MPa)

$R_e = \min 343$  MPa

$\sigma_{Co} = 336$  MPa [4]

Z důvodu cyklického namáhání stolu ohybem vznikajícím při lisování je nutné určit přibližnou mez únavy.



### Mez únavy v ohybu [7]

$$k_a = aR_m^b = 57,7 \cdot 490^{-0,718} = 0,676$$

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 68,56^{-0,107} = 0,789$$

$$d = d_e = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot b} = 0,808 \cdot \sqrt{220 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} = 68,56 \text{ mm}$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,897$$

$$k_f = 1$$

$$\sigma'_{Co} = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (23)$$

$$\sigma'_{Co} = 336 \text{ MPa} \cdot 0,676 \cdot 0,789 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1 = 161 \text{ MPa}$$

### Mez únavy v tahu-tlaku [7]

$$k_{bt} = 1$$

$$k_{ct} = 0,85$$

$$\sigma'_C = \sigma_{Co} \cdot k_a \cdot k_{bt} \cdot k_{ct} \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (24)$$

$$\sigma'_C = 336 \text{ MPa} \cdot 0,676 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 1 = 173 \text{ MPa}$$

Kde:

$\sigma'_{Co}$	[MPa]	korigovaná mez únavy v ohybu v kritickém místě součásti
$k_a$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu (pro válcování za tepla)
$k_b$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa (pro $51 < d_e < 254 \text{ mm}$ )
$d_e$	[mm]	efektivní rozměr (pro hranol)
$k_c$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování (pro ohyb)
$k_d$	[-]	součinitel vlivu teploty (pro $20^\circ\text{C}$ )
$k_e$	[-]	součinitel spolehlivosti (pro spolehlivost 90%)
$k_f$	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
$a$	[-]	součinitel pro povrch dokončený válcováním za tepla
$b$	[-]	exponent pro povrch dokončený válcováním za tepla
$k_{ct}$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování (pro tah tlak)
$k_{bt}$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa (pro tah tlak)

## 6.2.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY S UŽITÍM MKP

U sloupu bylo možné jednoduchým způsobem analyticky vypočítat namáhání sloupu a provést jeho celkový návrh. Při úpravách stolu je však kvůli jeho tvarové složitosti vhodnější užít metodu konečných prvků.

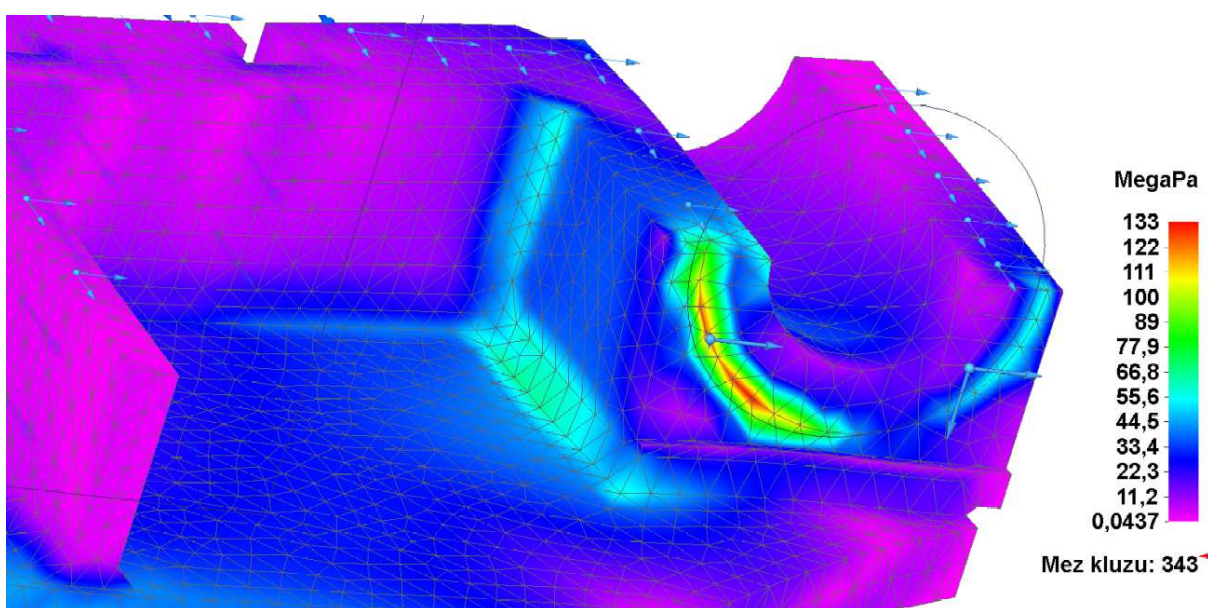
Prvním krokem úprav bylo zjednodušení vstupního modelu stolu. Ten byl převeden ze svarku na jeden prvek a byly odstraněny malé otvory pro šrouby. Díky tomu, že stůl je symetrický, bylo možné jej oříznout tak, že pro další práci zůstala pouze jeho čtvrtina. Toto zjednodušení výrazně urychlí výpočet budoucích simulací a usnadní experimentální úpravy rozměrů.





Dalším krokem konstrukčních úprav stolu bylo splnění základních rozměrových požadavků stolu. Těmito základními zadanými rozměry byla velikost pracovní desky, velikost průchodu mezi sloupy a velikost otvorů pro sloupy, získaná z předchozího návrhu sloupů. Při těchto úpravách byly upraveny všechny části tak, aby byly zachovány rozumné proporce stolu. Na takto upraveném modelu byla vytvořena pevnostní simulace, jejímž základem bylo opět správné zadání všech omezení a zatížení tak, aby výsledky simulace odpovídaly co nejvíce realitě.

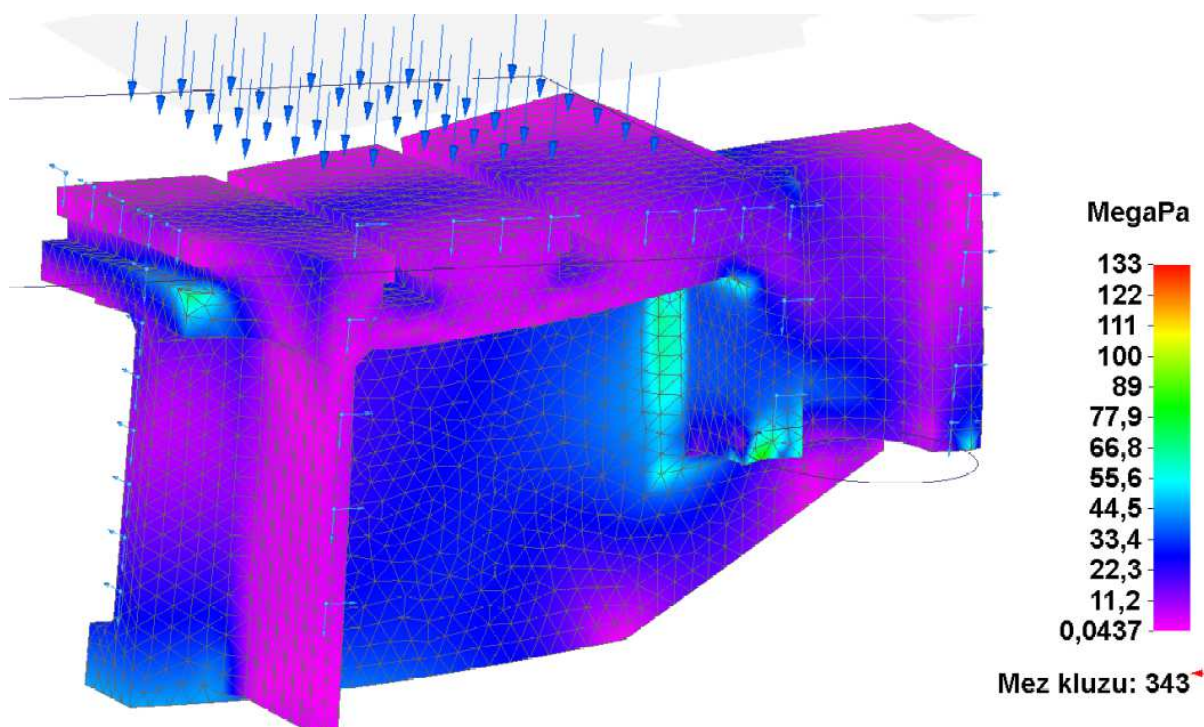
Z výsledků simulace bylo patrné napětí a posunutí v celém stole a cílem úprav bylo dosáhnout přijatelného napětí v kritických oblastech stolu a co nejmenšího výsledného posunutí. Špičky napětí se zde objevovaly na stykové ploše mezi stolem a maticí sloupu. Ty však zanedbáme, jelikož jsou způsobeny i přes veškerou snahu ne zcela realistickým zadáním parametrů simulace, kde jsou uvažovány ostré přechody mezi plochami apod.



Obr. 6.3 – Simulace napětí ve stole lisu CUPJ 63- špičky napětí

Bylo provedeno množství změn a pokusů jako je zesílení pracovní desky, změny tloušťek stěn apod., avšak mezi úpravami s největším vlivem na zvýšení tuhosti a snížení napětí bylo v první řadě zvětšení výšky bočních žebér a kostek, jimiž procházejí sloupy. To vyplývá i ze vzorce pro kvadratický moment průřezu  $J_y = \frac{bh^3}{12}$ , kde  $b$  je šířka a  $h$  výška profilu. Ve snaze o zachování co nejnížší hmotnosti při dostatečné tuhosti a pevnosti bylo ve spodní, převážně tahem namáhané části bočních žebér, doplněno další malé zpevňující žebro, čímž se docílilo L tvaru žebra, což přispělo ke zvýšení tuhosti.

Průběh napětí ve stole po dokončení všech úprav a jeho konečná tvarová podoba je patrná z následujícího obrázku (obr. 6.4).



Obr. 6.4 – Výsledná simulace napětí ve stole lisu CUPJ 63- celkový pohled

Určení bezpečnosti z takovéto pevnostní analýzy je do jisté míry pouze orientační a to z toho důvodu, že jak již bylo zmíněno výše, zanedbáváme zde špičky napětí ve stykové ploše s maticí sloupu. Další věcí je to, že bezpečnost budeme počítat vůči mezi únavy v ohybu, respektive mezi únavy v tahu-tlaku ve stykové ploše, i přes to, že v různých částech stolu působí různé kombinované namáhání. Zanedbáme-li však tyto aspekty a maximální napětí v oblasti svarů u kostky bude přibližně  $\sigma_{st1} = 65 \text{ MPa}$ , v oblasti propadového otvoru  $\sigma_{st2} = 70 \text{ MPa}$  a ve stykové ploše s maticí  $\sigma_{st3} = 80 \text{ MPa}$ , potom můžeme přibližnou bezpečnost vyjádřit pro tato kritická místa takto:

**Oblast svarů u kostky sloupu:**

$$k_{ust1} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{st1}} = \frac{161 \text{ MPa}}{65 \text{ MPa}} = 2,5 \quad (25)$$

**Oblast propadového otvoru:**

$$k_{ust2} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{st3}} = \frac{161 \text{ MPa}}{70 \text{ MPa}} = 2,3 \quad (26)$$

**Oblast stykové plochy:**

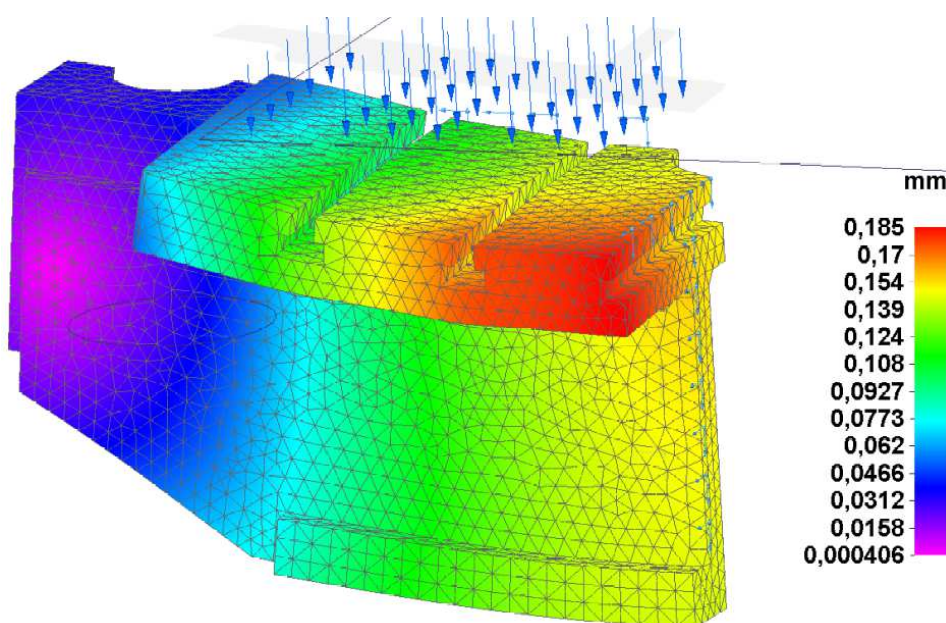
$$k_{ust3} = \frac{\sigma'_c}{\sigma_{st3}} = \frac{173 \text{ MPa}}{80 \text{ MPa}} = 2,2 \quad (27)$$

Kde:

$k_{ust1}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti svarů u kostky sloupu
$k_{ust2}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti propadového otvoru
$k_{ust3}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti stykové plochy

Tyto hodnoty bezpečnosti považujeme za akceptovatelné i přes to, že pro oblast svaru by byla vhodná vyšší bezpečnost z důvodu možného vzniku koncentrátorů napětí. Na tyto svary jsou však kladeny vyšší kvalitativní nároky, proto tuto bezpečnost akceptujeme.

Jak již bylo zmíněno, konstrukčním požadavkem je i co nejnížší hodnota výsledného posunutí. To zde dosahuje maximální hodnoty 0,185 mm, směrodatnější hodnotou je zde však posunutí na středu (u propadového otvoru), které má hodnotu přibližně 0,151 mm.



Obr. 6.5 – Výsledná simulace posunutí ve stole lisu CUPJ 63

Po dosažení uspokojivých hodnot napětí a posunutí na tomto zjednodušeném modelu bylo možné přistoupit k úpravám celkového modelu stolu.

Všechny díly sestavy svarku byly upraveny tak, aby po následném obrobení, které bylo také upraveno a přizpůsobeno, rozměry stolu odpovídaly rozměrům navrženým na zjednodušeném modelu, čímž se dosáhlo konečné podoby stolu.

### 6.3 PŘÍČNÍK

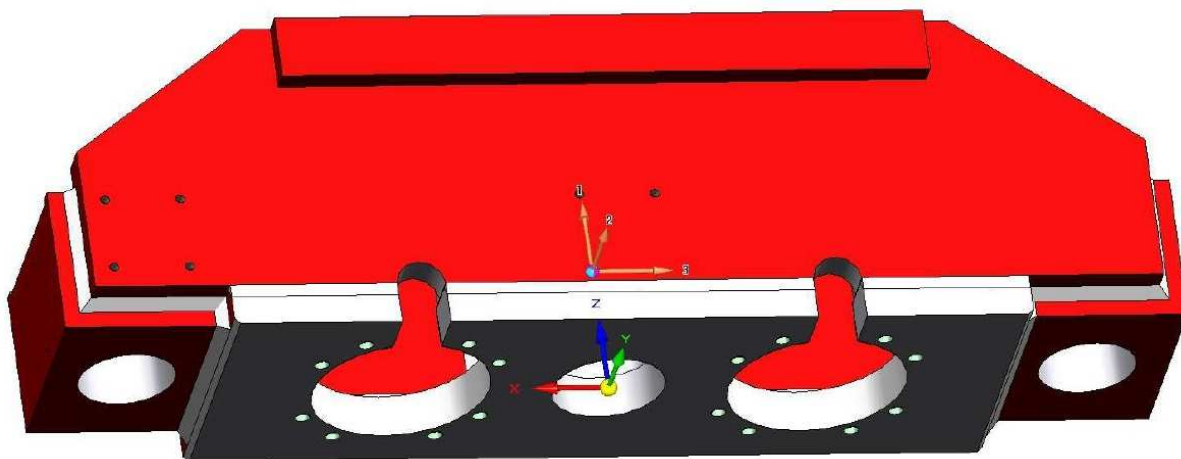
Příčník je stejně jako stůl svarek sestavený z plechových výpalků různé tloušťky. Na rozdíl od stolu zde však není pracovní deska. Ta je zde nahrazena deskou nesoucí přímočaré hydromotory. Další odlišností oproti stolu je zde umístění kostky dorazu beranu do středu příčníku, v jejímž středu je vytvořen průchozí otvor, jímž prochází šroub dorazu beranu. Příčník musí být navržen tak, aby byl schopen přes tuto kostku při lisování na doraz (manuálně nastavitelná hodnota zdvihu) přenést maximální lisovací sílu, aniž by docházelo k výraznějším deformacím.





Jak je zřejmé z popisu, příčník je namáhán dvěma různými způsoby zatížení. Prvním způsobem je zatížení při lisování, kdy je síla přenášena přes příruby hydromotorů na desku příčníku a přes sloupky na stůl. Druhým způsobem je zatížení od dorazu beranu. V tomto případě není síla přenášena přes sloupky na stůl, ale přes doraz opět na příčník.

Tato zatížení mohou být ve skutečnosti různě kombinována, například lis může být zatížen 60% lisovací silou a při dojetí do požadované nastavené polohy se zbylých 40% nastavené maximální síly přenesse přes doraz a dojde tak k zastavení lisování v požadované poloze.



*Obr. 6.6 – Příčník lisu CUPJ 63*

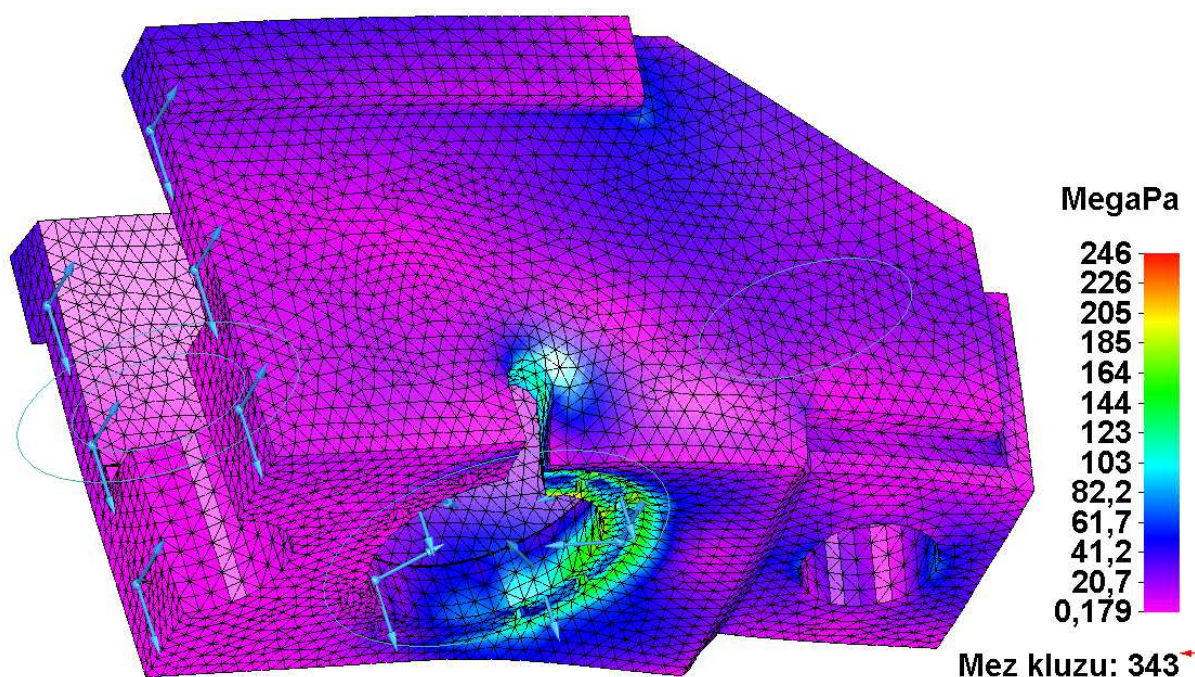
### 6.3.1 VOLBA MATERIÁLU A JEHO CHARAKTERISTIKY

Příčník bude zhotoven stejně jako stůl z oceli S355J0. Jelikož má příčník podobné rozměry jako stůl a je i podobným způsobem namáhán, jeho materiálové charakteristiky a meze únavy budou rovněž stejné.

### 6.3.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY S UŽITÍM MKP

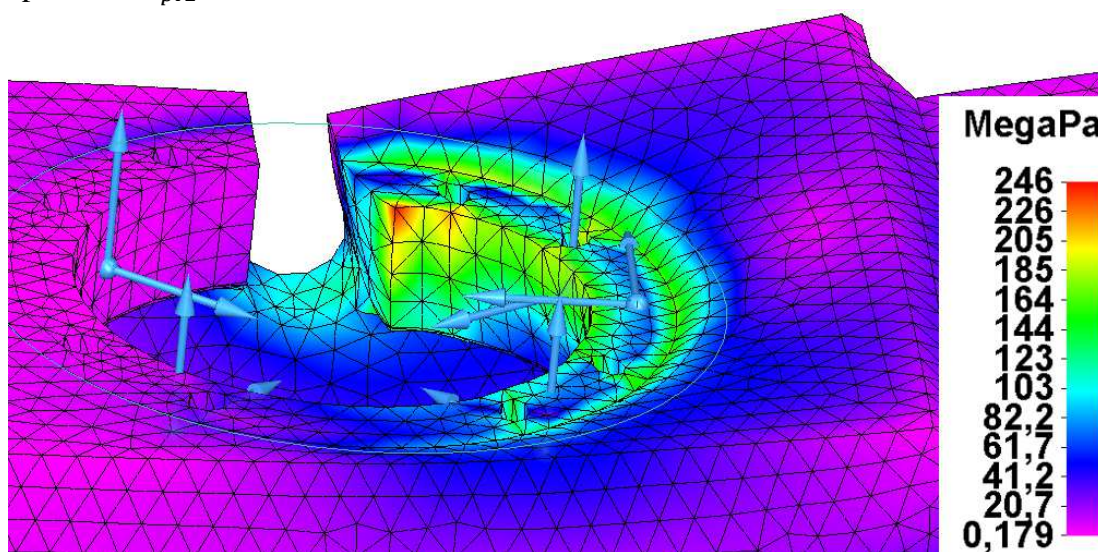
Konstrukční úpravy příčníku probíhaly obdobným způsobem jako u stolu, přestože samotná konstrukce je v jistých ohledech odlišná. Stejně jako u stolu byl model příčníku zjednodušen. V tomto případě však mohl být oříznut pouze na jeho polovinu, protože díky výřezům pro hydraulické přípojky hydromotorů na zadní straně příčníku není zcela souměrný.

Na tomto modelu byly opět upraveny předem známé rozměry, jako jsou rozteče a průměry otvorů pro sloupky a hydromotory a průměr otvoru pro doraz (užity stejné hydromotory a doraz jako na jiných lisech o stejných parametrech - známé rozměry hydromotorů a dorazu). Na takto upraveném modelu byly opět vytvořeny pevnostní simulace. V tomto případě však nestačila pouze jedna, ale bylo nutné vytvořit simulaci pro všechny tři způsoby zatížení. Z výsledků bylo patrné, že kombinované zatížení od dorazu a lisování vyvolává v příčníku nejnižší napětí. Druhá varianta, zatížení od dorazu vyvolává napětí vyšší, avšak nejhorším způsobem namáhání se ukázalo být lisování. Proto bude v následujících úpravách figurovat pouze zatížení při lisování.



Obr. 6.7 – Výsledná simulace napětí v příčnίκu lisu CUPJ 63 při lisování

Na obrázku (obr. 6.7) je vidět, že ani konečná podoba příčnίκu se neobešla bez výztuh v horní části žeber. Jsou zde také patrná kritická místa příčnίκu, jejichž detailní zobrazení je na obrázku (obr. 6.8). Jedním z nich je místo výřezu pro přípojku hydrauliky hydromotoru. To se chová jako koncentrátor napětí, jehož hodnota je zde přibližně  $\sigma_{př1} = 120 \text{ MPa}$ . Dalším kritickým místem je oblast styku příruby hydromotoru s příčnίκem, kde se však opět projevují některé nedostatky omezených možností zadávání simulací. Ve skutečnosti bude tato plocha vyztužena příšroubovanou přírubou hydromotoru a průběh napětí bude proto do jisté míry lehce odlišný. Pokud opět zanedbáme špičku napětí, potom maximální napětí v této oblasti bude přibližně  $\sigma_{př2} = 150 \text{ MPa}$ .

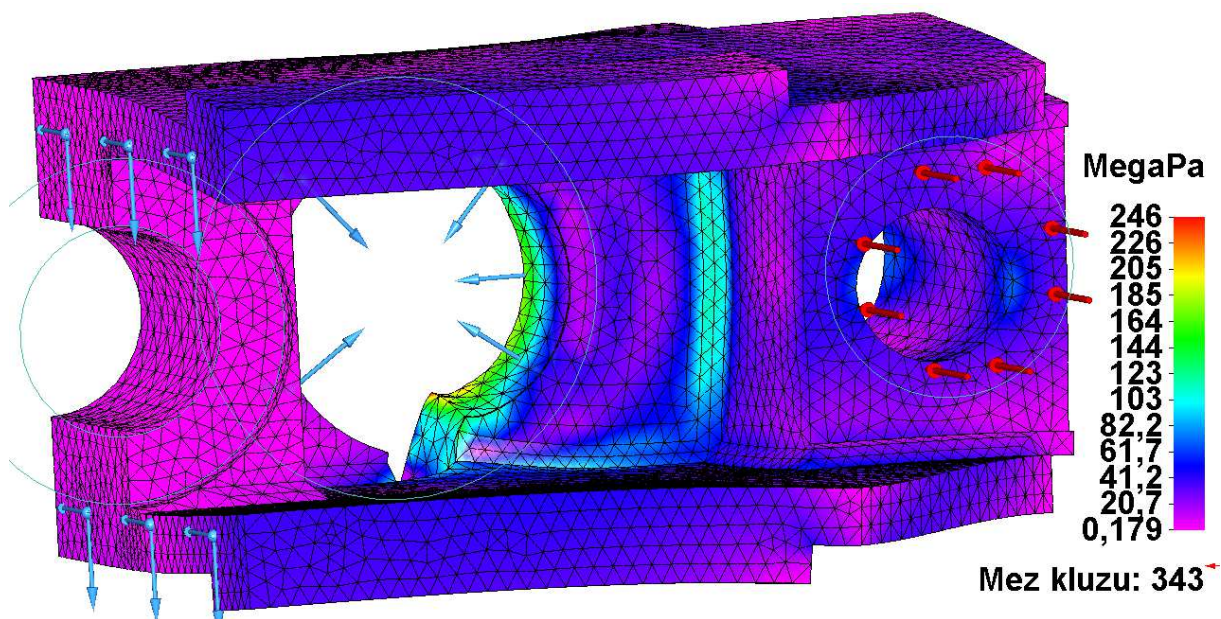


Obr. 6.8 – Detail průběhu napětí v příčnίκu lisu CUPJ 63 při lisování



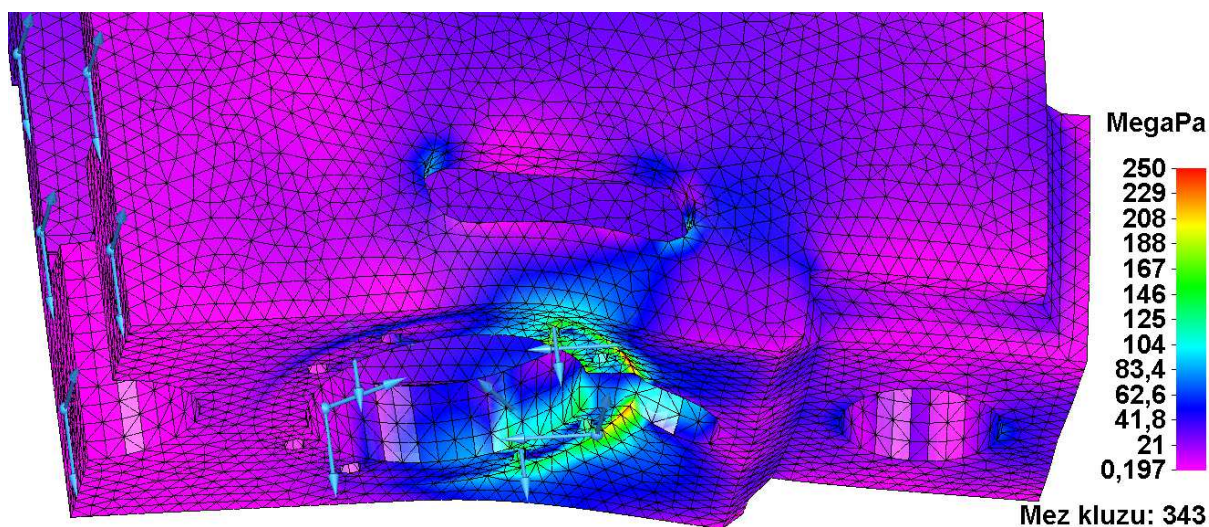


Třetí oblast s vyšší hodnotou napětí je svar mezi deskou a kostkou sloupu viz (obr. 6.9). Zde je maximální napětí  $\sigma_{př3} = 109 \text{ MPa}$ .



Obr. 6.9 – Napětí ve svarech příčnicku lisu CUPJ 63 při lisování

Tyto hodnoty napětí jsou vyšší než u stolu, i přes snahu o jejich snížení. Jak ukázaly simulace, aby se u tohoto tvarového řešení dosáhlo nižších napětí, bylo by nutné užít neúměrné tloušťky žebér a desky. To však odporuje snaze o co nejnižší hmotnost. Možným řešením by zde mohla být jiná tvarová koncepce, která by odstranila výřez v žebře. Prakticky jedinou možnou alternativou zde bylo „bajonetové“ řešení viz následující obrázek (obr. 6.10).



Obr. 6.10 – Alternativní „bajonetové“ řešení výřezu v příčnicku lisu CUPJ 63

Toto řešení však nepřineslo v podstatě žádné zlepšení a v porovnání s předchozí verzí je výrobně složitější. Proto byla nakonec zvolena první varianta řešení i přes vyšší hodnoty napětí.





Je zřejmé, že bezpečnost vůči únavovému porušení zde nebude nikterak velká, avšak pro úplnost budou uvedeny její v tomto případě spíše orientační hodnoty.

#### Oblast výřezu:

$$k_{upř1} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{př1}} = \frac{161 \text{ MPa}}{120 \text{ MPa}} = 1,34 \quad (28)$$

#### Oblast styčné plochy příruby hydromotoru:

$$k_{upř2} = \frac{\sigma'_c}{\sigma_{př2}} = \frac{173 \text{ MPa}}{150 \text{ MPa}} = 1,15 \quad (29)$$

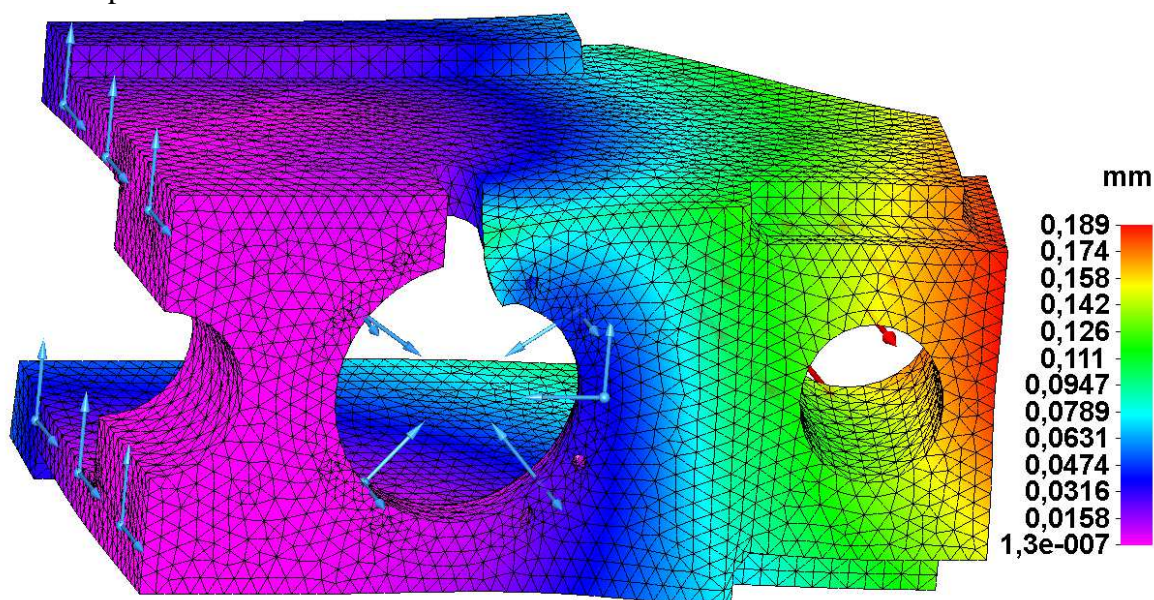
#### Oblast svarů kostky sloupu:

$$k_{upř3} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{př3}} = \frac{161 \text{ MPa}}{109 \text{ MPa}} = 1,48 \quad (30)$$

Kde:

$k_{upř1}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti výřezu
$k_{upř2}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti styčné plochy
$k_{upř3}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti svarů kostky sloupu

Stejně jako u sloupu a stolu, i zde bylo provedeno vyhodnocení výsledného posunutí. To zde dosahuje hodnoty 0,189 mm. Tato hodnota je však na okraji součásti a není pro nás tedy směrodatná. Větší vypovídací hodnotu má zde posunutí na středu otvoru pro sloup, které má hodnotu přibližně 0,150 mm. Ze simulace je také patrné, že díky výřezu dojde k malému zkroucení příčnicku.



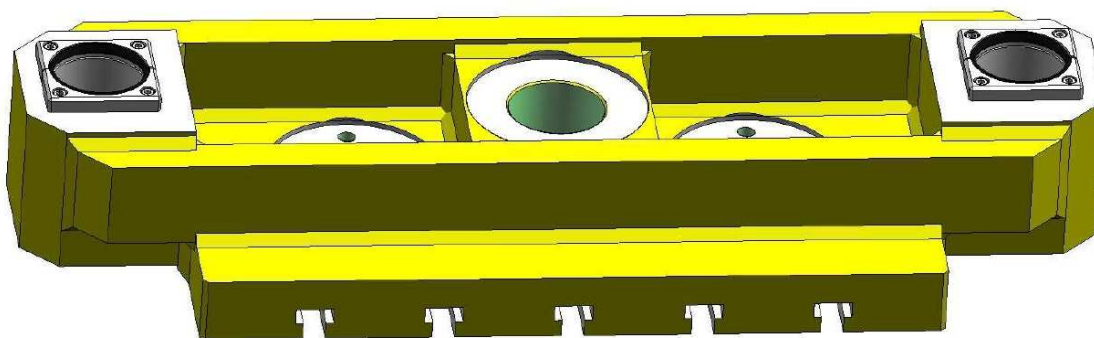
Obr. 6.11 – Výsledná simulace posunutí v příčnicku lisu CUPJ 63

I přes tyto malé bezpečnosti byl tento kompromisní návrh přijat a bylo přistoupeno k výsledným úpravám celkového modelu příčnicku dle rozměrů tohoto výsledného zjednodušeného modelu stejným postupem, jako u stolu.

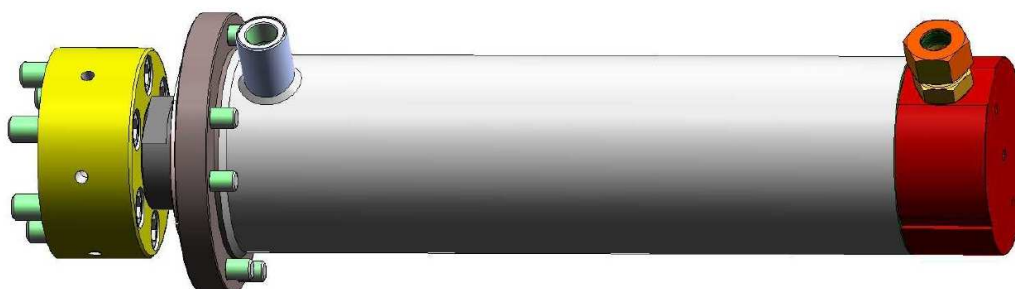


## 6.4 DALŠÍ ČÁSTI

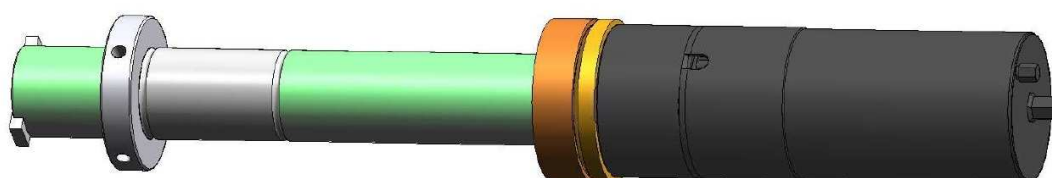
Jelikož je výstup této bakalářské práce základem celkové tvorby nového lisu, jehož součástí je množství dalších dílů, pro jejichž podrobný popis úprav zde není prostor, bude po dohodě s vedoucím této práce uveden alespoň krátký výčet vybraných dílů. Tyto díly byly upravovány obdobným způsobem jako díly výše popsané a splňují všechny požadavky.



*Obr. 6.12 – Beran lisu CUPJ 63*



*Obr. 6.13 – Přímočarý hydromotor s přírubou*

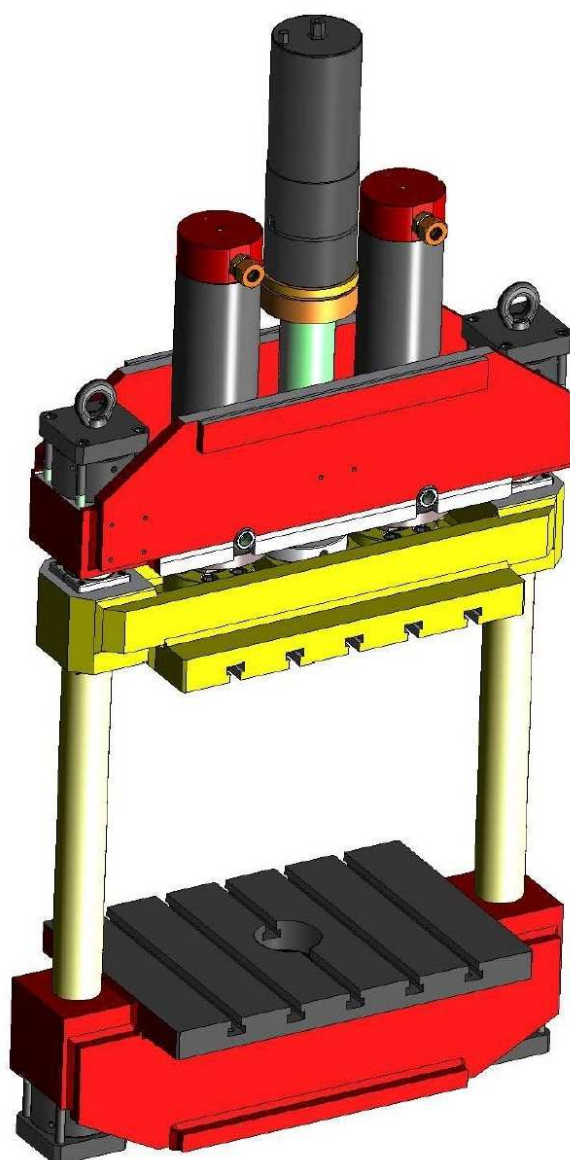


*Obr. 6.14 – Doraz beranu*



## 7 SESTAVENÍ LISU

Po vytvoření všech potřebných dílů bylo možné přistoupit k základnímu sestavení lisu a následnému posouzení jeho celkových proporcí. Jelikož při návrhu sloupů nebyly přesně známy všechny rozměry ovlivňující hodnotu výsledného rozevření lisu, mohla být jejich délka po sestavení této sestavy lehce zkorigována tak, aby rozevření odpovídalo zadané hodnotě.



*Obr. 7.1 – Základní sestava lisu CUPJ 63*

Sestava nepůsobila nijak nepřírozeným dojmem a splnila tak i tyto subjektivní požadavky.

K této základní sestavě budou následně doplněny i další prvky, jako je hydraulický agregát, nosný rám lisu, ovládací prvky, elektroinstalace, ochranné kryty a podobně. Tato práce však již přesahuje zadané téma a nebude zde proto uvedena.



## ZÁVĚR

Cílem práce bylo provedení konstrukčních úprav stolu, horního příčnicku a sloupů sloupového hydraulického lisu tak, aby byly splněny všechny výkonnostní, rozměrové, pevnostní a deformační požadavky a vznikl tak základ pro celkový návrh nového typu hydraulického lisu.

Při úpravách sloupu byly vzaty v potaz deformační i pevnostní požadavky, byl proveden předběžný výpočet průměru sloupu ze zvoleného maximálního protažení a následně byl vytvořen i samotný konstrukční návrh. Pro takto upravený sloup byla provedena kontrola bezpečnosti vůči únavě materiálu, otlacení závitů a meznímu stavu pružnosti závitů, přičemž všechny tyto bezpečnosti dosahovaly přijatelných hodnot.

Následovala úprava stolu (dolního příčnicku). Opět byly vypočítány potřebné materiálové charakteristiky, jako je mez únavy v ohybu a tahu-tlaku a byl vytvořen zjednodušený model stolu, na kterém byla založena pevnostní simulace. Její výsledky byly vyhodnocovány a porovnávány se zvolenými pevnostními a deformačními kritérii a tvar stolu byl na jejich základě upravován tak, aby se docílilo dostatečné pevnosti a tuhosti při zachování nízké hmotnosti. Po dosažení uspokojivých výsledků simulace byly rozměry zjednodušeného modelu převedeny na sestavu svarku a byl vytvořen odpovídající model stolu, včetně přídavek na obrábění a podobně.

Při úpravách příčnicku bylo postupováno obdobným způsobem, avšak na rozdíl od stolu, tvar příčnicku způsoboval vznik vyšších napětí v materiálu a vyšší deformace. Ve snaze o dosažení příznivějšího průběhu napětí byla vytvořena i druhá, „bajonetová“ varianta příčnicku. Její konstrukční řešení však nepřineslo výraznější zlepšení a s ohledem na větší výrobní složitost byla tato varianta zavrhnuta.

V úvodu práce bylo zvoleno deformační kritérium, kde byla požadována maximální celková deformace lisu  $h = 0,7$  mm při maximálním zatížení silou  $F_{lis} = 630$  kN. Tento požadavek byl splněn, protože výsledná celková deformace  $h_v = 0,626$  mm.

Byly vytvořeny a upraveny i další díly lisu, jako je beran, doraz beranu, matice sloupu a další, které však nejsou přímou součástí této technické zprávy. Na závěr však byla vytvořena sestava z těchto všech hlavních dílů a byl posouzen celkový dojem a splnění požadovaných rozměrů.

Součástí práce byl i kontrolní výpočet pohonu lisu. Zde byly vypočítány potřebné parametry hydraulického pohonu, jako je tlak potřebný pro vyvození maximální síly, potřebné průtoky hydrogenerátorů a potřebný výkon elektromotoru. Všechny tyto hodnoty byly porovnány s parametry skutečného hydraulického agregátu, který bude na lis umístěn a bylo zjištěno, že reálný agregát při zohlednění některých skutečností splňuje veškeré požadavky.

Byla provedena i kontrola zvoleného spojovacího hydraulického potrubí, ve kterém byly spočítány rychlosti proudění kapaliny. Tyto rychlosti dosahovaly nízkých hodnot do 4 m/s, bylo tedy zřejmé, že dimenzování potrubí je dostatečné.

Výstupem práce je komplexní návrh hlavních částí hydraulického lisu, včetně výkresové dokumentace vybraných dílů, která je na přání zadávající firmy částečně zhotovena dle firemních zvyklostí, například je užito firemní číslování, kusovník a podobně. Tato výkresová dokumentace není veřejná.

Návrh lisu bude následně firmou HŠV stroje, a.s. dotvořen a nabízen k prodeji jako nový typ univerzálního sloupového hydraulického lisu, CUPJ 63 DEU.





## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ČECHURA, M., Staněk, J. *Tvářecí stroje hydraulické lisy*. 1. vydání. Plzeň : Nakladatelství Západočeské univerzity, 1999. str. 141. 55-055-98.
- [2] KOPECKÝ, M.; RUDOLF, B.: *Tvářecí stroje: Mechanické a hydraulické lisy*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1967. 328 s.
- [3] KOVÁČ, Andrej a Bedřich RUDOLF. *Tvárníacie stroje: celoštátna vysokoškolská učebnica pre strojnícke fakulty vysokých škôl*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1989, 375 s.
- [4] MÁLIK, Ladislav a Štefan MEDVECKÝ. *Časti a mechanizmy strojov*. 1. vyd. V Žiline: Žilinská univerzita, 2003, 535 s. ISBN 80-8070-043-5.
- [5] NOVOTNÝ, K.: *Výrobní stroje: část I - tváření*. 2. vyd. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1987. 112 s.
- [6] RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje : Základy výpočtů a konstrukce*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 408 s.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M.: *Výrobní stroje a zařízení*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
- [9] Chromované tyče. *Hydraulics s.r.o* [online]. © 2011 [cit. 2014-04-24]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/katalog\\_hutniho\\_materialu.pdf#page=8](http://www.hydraulics.cz/katalog_hutniho_materialu.pdf#page=8)
- [10] Hydroma.cz. *Vysokotlaké hydraulické agregáty a systémy* [online]. © 2014 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/press/13/vysokotlake-hydraulicke-agregaty-a-systemy.html>.
- [11] ISŠT Mělník. © 2008 [cit. 2014-04-25]. Dostupné z: [http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.isstechn.cz%2Fobjekty%2Fvypocty-sroubu.doc&ei=UQ5dU-fKBujt4gSh9oFQ&usg=AFQjCNFYbeDO\\_iEzGTUJcLRGppdBy4wBEA](http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CCoQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.isstechn.cz%2Fobjekty%2Fvypocty-sroubu.doc&ei=UQ5dU-fKBujt4gSh9oFQ&usg=AFQjCNFYbeDO_iEzGTUJcLRGppdBy4wBEA)
- [12] Katalog elektromotoru 1LA7. *Elektromotory siemens* [online]. © 2007 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>
- [13] *Nstaklimarab.blogspot.cz* [online]. [May 2011] [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: [http://nstaklimarab.blogspot.cz/2011/05/prinsip-prinsip-dasar-hidrolik\\_14.html](http://nstaklimarab.blogspot.cz/2011/05/prinsip-prinsip-dasar-hidrolik_14.html)
- [14] Rimatec.cz. *Hydraulické lisy* [online]. © 2009 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://www.rimatec.cz/katalog/hydraulicke-lisy-37/>
- [15] Vnitřní zdroje firmy HŠV stroje, a.s.





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$u_{F_{slMKP}}$	[mm]	maximální hodnota posunutí sloupu
$\sigma_{sl_{max}}$	[MPa]	maximální napětí ve sloupu
$\sigma_{př1}$	[MPa]	maximální napětí ve výřezu pro přípojku hydrauliky v příčnku
$\sigma_{př2}$	[MPa]	maximální napětí v oblasti styku příruby hydromotoru a příčnku
$\sigma_{př3}$	[MPa]	maximální napětí ve svaru mezi deskou a kostkou sloupu příčnku
$\sigma_{st1}$	[MPa]	maximální napětí v oblasti svarů u kostky
$\sigma_{st2}$	[MPa]	maximální napětí v oblasti propadového otvoru
$\sigma_{st3}$	[MPa]	maximální napětí ve stykové ploše s maticí
$\sigma_{tsl}$	[MPa]	tlak v závitech šroubu (sloupu)
a	[mm]	maximální výška lisu
A	[%]	průtažnost
a	[-]	součinitel pro povrch dokončený obráběním a tažením za studena
A1	[mm]	šířka stolu
A2	[mm]	šířka beranu
$A_{ssl}$	[mm <sup>2</sup> ]	výpočtový průřez jádra šroubu (sloupu)
b	[mm]	maximální hloubka lisu
b	[-]	exponent pro povrch dokončený obráběním a tažením za studena
B1	[mm]	délka stolu
B2	[mm]	délka beranu
c	[mm]	šířka podstavce
d	[mm]	průměr propadu ve stole
d	[mm]	velký průměr vnějšího závitu
$d_1$	[mm]	průměr pístu hydromotoru
$D_1$	[mm]	malý průměr závitu matice
$D_1$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG1
$d_2$	[mm]	průměr pístní tyče
$d_2$	[mm]	střední průměr vnějšího závitu
$D_2$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG2
$d_3$	[mm]	malý průměr vnějšího závitu
$D_3$	[mm]	vnitřní průměr potrubí od HG3
$D_4$	[mm]	vnitřní průměr potrubí k HM



$d_e$	[mm]	efektivní rozměr
$d_{př}$	[mm]	předběžný průměr sloupu
$d_{sl}$	[mm]	průměr sloupu
$e$	[mm]	maximální šířka lisu
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$f$	[mm]	hloubka podstavce
$F_{lis}$	[kN]	maximální lisovací síla
$F_{lis/2}$	[kN]	potřebná síla jednoho přímočarého hydromotoru
$F_{sl}$	[mm]	maximální tahová síla na sloup
$g$	[mm]	rozteč drážek
$H$	[mm]	zdvih beranu
$h$	[mm]	maximální celkové posunutí
$H$	[mm]	výška základního trojúhelníku metrického závitu
HG		hydrogenerátor
$h_m$	[mm]	výška matice sloupu
$h_v$	[mm]	výsledná celková maximální deformace
$k_a$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_b$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_{bt}$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa (pro tah tlak)
$k_c$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
$k_{ct}$	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování (pro tah tlak)
$k_d$	[-]	součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	součinitel spolehlivosti
$k_f$	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
$k_{ksl}$	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti závitu šroubu (sloupu)
$k_{otlsl}$	[-]	bezpečnost vůči otlacení závitů sloupu
$k_{upř1}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti výřezu
$k_{upř2}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti styčné plochy
$k_{upř3}$	[-]	bezpečnost příčnicku vůči únavovému porušení v oblasti svarů kostky sloupu
$k_{usl}$	[-]	bezpečnost sloupu vůči únavovému porušení
$k_{ust1}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti svarů u kostky sloupu



$k_{ust2}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti propadového otvoru
$k_{ust3}$	[-]	bezpečnost stolu vůči únavovému porušení v oblasti stykové plochy
$l_{př}$	[mm]	předběžně zvolená délka sloupu
$n_e$	[ot/min]	otáčky hydrogenerátoru
$n_z$	[-]	počet činných závitů sloupu
$P$	[mm]	nejmenší vzdálenost mezi sloupy
$P$	[mm]	rozteč závitu
$p$	[MPa]	tlak v přímočarém hydromotoru potřebný pro vyvození max. lisovací síly
$P_d$	[kW]	výkon HG pro $v_d = 20$ mm/s
$p_{D4.8}$	[mm]	dovolený tlak v závitě šroubu pro pevnostní třídu 4.8 a ocelovou matici
$p_{HM}$	[MPa]	tlak v hydromotoru při uvážení 90 % účinnosti
$p_{max}$	[MPa]	maximální tlak v hydraulickém obvodu
$p_{Mmax}$	[MPa]	maximální pracovní tlak v přímočarém hydromotoru
$p_{sl}$	[MPa]	tlak v závitech sloupu
$p_{vr}$	[MPa]	vratný tlak v hydraulickém okruhu
$P_z$	[kW]	výkon HG pro $v_z = 80$ mm/s
$p_{zk}$	[MPa]	zkušební tlak v přímočarém hydromotoru
$Q_{vd}$	[dm <sup>3</sup> /min]	potřebný celkový průtok pro $v_d = 20$ mm/s
$Q_{vz}$	[dm <sup>3</sup> /min]	potřebný celkový průtok pro $v_z = 80$ mm/s
$R$	[mm]	maximální rozevření
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní dolní mez kluzu
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG1
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG2
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí od HG3
$S_4$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu potrubí k HM
$S_l$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu pro lisovací pohyb
$S_{př}$	[mm <sup>2</sup> ]	předběžný průřez sloupu
$S_{vr}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu pro vratný pohyb
$T$	[mm]	šířka upínacích drážek
$u_{Fsl}$	[mm]	vypočtené protažení sloupu
$u_{Fslpř}$	[mm]	zvolené maximální protažení sloupu



$v$	[mm]	vzdálenost spodní upínací plochy od podlahy
$v_1$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG1
$v_2$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG2
$v_3$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí od HG3
$v_4$	[m/s]	rychlost proudění v potrubí k HM
$v_d$	[mms <sup>-1</sup> ]	max. pracovní rychlost pohybu beranu dolů
$V_{oHGd}$	[cm <sup>3</sup> ]	potřebný geometrický objem HG pro $v_d = 20$ mm/s
$V_{oHGz}$	[cm <sup>3</sup> ]	potřebný geometrický objem HG pro $v_z = 80$ mm/s
$v_{rd}$	[m/s]	reálná rychlost lisovacího posuvu
$v_{rz}$	[m/s]	reálná rychlost vratného posuvu
$v_z$	[mms <sup>-1</sup> ]	max. rychlost návratu beranu
$\eta_m$	[-]	mechanická účinnost hydrogenerátoru
$\eta_v$	[-]	objemová účinnost hydrogenerátoru
$\sigma'_C$	[MPa]	korigovaná mez únavy v tahu-tlaku v kritickém místě součásti
$\sigma'_{Co}$	[MPa]	korigovaná mez únavy v ohybu v kritickém místě součásti
$\sigma_{Co}$	[MPa]	mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace



## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy:	HYDRAULICKÝ LIS CUPJ 63 DEU	5250	
Výkres svarku stolu:	STŮL	5251	2 listy